

УДК 502/504:626.823.4

Д. А. ЧЕРНОВА

Федеральное государственное бюджетное научное учреждение
«Российский научно-исследовательский институт проблем мелиорации»

К ВОПРОСУ О ВИБРАЦИИ НАПОРНОГО ПОЛОТНИЦА УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПРОМЫВА РУСЕЛ

Рассмотрены результаты исследования вибрации напорного полотнища из тканевых синтетических материалов в устройстве для промыва русел. Определены условия возникновения вибрации и ее интенсивность в зависимости от принятых параметров конструктивных элементов устройства для промыва. Предложены эмпирические зависимости расчета коэффициента динамичности.

Вибрация, пульсация потока, диффузорная зона, коэффициент динамичности, угол падения и отражения струи, фиктивная глубина, активная зона, угол касательной, амплитуда растягивающих напряжений, свисающая часть напорного полотнища.

The paper considers the research vibration results of the pressure panel made of fabric cloth synthetic materials in the device of channels washing. The conditions of vibration origin and its intensity depending on the accepted parameters of the rinsing device structural elements are determined. There are proposed empirical dependences for calculating the dynamic factor.

Vibration, flow fluctuation, diffusion zone, dynamic factor, angle of stream fall and reflection, fictitious depth, active zone, slope of tangent, tensile stress amplitude, overhang of pressure panel.

Гидротехнические сооружения, осуществляющие пропуск воды, испытывают воздействие вибрации [1]. В ходе исследования мобильного устройства для промыва русел, выполненного из тканевых материалов, также отмечалось присутствие вибрации, характеризующееся резкими изменениями положения напорного полотнища и значительными амплитудами растягивающих напряжений в материале полотнища. Аналогичные явления фиксировались и другими исследователями водоподпорных сооружений [2–5]. Первопричиной вибрации в этих работах считалось наличие вакуума на водосливной грани, возникающего в условиях соответствующего конструктивного выполнения конструкций основных элементов сооружений. Вместе с тем, при исследовании многооболочковых тканевых плотин из синтетических материалов причиной вибрации была названа пульсация потока в диффузорной зоне водосливов в нижнем бьефе [6]. На этой основе автором работы были предложены эффективные инженерно-технические мероприятия по устранению вибрации, введенные в практику строительства в 1985–90 годах.

Экспериментальные исследования мобильного устройства для промыва русел выполнены в стеклянном гидравлическом лотке. Цель – на основе физического моделирования гидравлических явлений получить представление о поведении элементов устройства в потоке и выяснить степень влияния потока с различным энергетическим состоянием на параметры конструкции. Для решения задач подобия в качестве граничных условий введены кинематические и динамические условия на граничных поверхностях и на границах створов, геометрическая форма русла водотока и самого устройства для промыва. Такие условия в общем случае определяются равенством для природы и модели чисел Рейнольдса, Струхалея, Фруда, Эйлера. За критерий подобия принято число Фруда, так как истечение потока из конструктивно выполненного устройства водовыпускной щели происходит по типу истечения из донного отверстия, и в диффузорной зоне напорного полотнища при определенных условиях образуется гидравлический прыжок. В ходе экспериментов число Фруда изменялось в пределах от 3 до 106.

Значимым в ходе проведенных исследований устройства для промыва являлся вопрос поведения конструкции и определения эксплуатационных режимов, когда в целом вся конструкция или ее отдельные узлы и элементы подвержены вибрации, характеризующейся значительными амплитудами растягивающих напряжений – T . Как показал анализ результатов лабораторных экспериментов, вибрация не наблюдалась при отогнанном прыжке, когда в нижнем бьефе подтопление отсутствовало, а на нижней кромке напорного полотнища отмечалось наличие пониженного гидродинамического давления.

В случае наличия подтопления в нижнем бьефе отмечалось снижение величины растягивающих напряжений в материале полотнища и наблюдалось явление вибрации. При этом были установлены этапы ее развития. Так, при $H_{\text{УНБ}} / H_{\text{УВБ}} = 0,277$ ($H_{\text{УНБ}}$ – уровень в нижнем бьефе; $H_{\text{УВБ}}$ – уровень в верхнем бьефе) в нижнем бьефе отмечались слабые незначительные перемещения, которые можно классифицировать как дрожь, с частотой 3,3 Гц и амплитудой в пределах 1,0 мм по вертикали нижней кромки напорного полотнища совместно с подвижным полотнищем и баллонами управления, что не вызывало колебательных движений всей конструкции, а растягивающие напряжения в материале полотнища T оставались неизменными ($K_{\text{дин}} = 1,0$). Дальнейшее повышение уровня в нижнем бьефе, $H_{\text{УНБ}} / H_{\text{УВБ}} = 0,300$, вызывало распространение вибрации на все напорное полотнище, части которого перемещались в одинаковых фазах с максимальной амплитудой гребня до 1,5 см и частотой 3,6 Гц. В этом случае наблюдалось периодическое изменение напряжений в материале полотнища с коэффициентом динамичности $K_{\text{дин}} = 1,05$. Значение $K_{\text{дин}}$ рассчитывали по общепринятой зависимости:

$$K_{\text{дин}} = \frac{T_{\text{МАКС}}}{T_{\text{СР}}}, \quad (1)$$

где $T_{\text{МАКС}}$ – максимальная амплитуда растягивающих напряжений в материале полотнища; $T_{\text{СР}}$ – среднее значение напряжений.

С увеличением подтопления, $H_{\text{УНБ}} / H_{\text{УВБ}} = 0,392$, сопровождающегося снижением величины растягивающих напряжений в материале полотнища и изменением очертания его поперечного профиля, амплитуда колебаний возрастала (до 2,5 см смещения гребня по вертикали). При этом колебания отдельных его частей происходили в разных фазах. Так,

нижняя кромка и гребень колебались в противоположных фазах (частота колебаний 2,1 Гц при $K_{\text{дин}} = 1,73$). При достижении $H_{\text{УНБ}} / H_{\text{УВБ}} = 0,392$ вибрации не наблюдалось.

Полученные данные в соответствии с рекомендациями [6] позволили определить основные параметры, влияющие на поведение напорного полотнища, и установить их значения. Таковыми были приняты: растягивающие напряжения в материале напорного полотнища – T ; сила давления струи потока, изливающегося из водовыпускной щели – P , угол падения струи на дно водотока – $\varphi_{\text{СП}}$; равный ему угол отражения струи от дна – $\varphi_{\text{СО}}$; угол наклона плоскости водовыпускной щели ко дну водотока – $\varphi_{\text{Щ}}$; $\varphi_{\text{КАС}}$ – угол, составленный касательной, проведенной в нижнем бьефе из точки падения центра струи к свисающей части напорного полотнища, соответствующий верхней границе части, отраженной от дна струи, пульсации которой не имеют контакта с напорным полотнищем; активная зона – $l_{\text{А.З.}}$, где наблюдается интенсивное воздействие пульсации потока на напорное полотнище, определяемое как поверхность напорного полотнища, заключенная между лучом угла отражения $\varphi_{\text{СО}}$ и касательной, выполненной под углом $\varphi_{\text{КАС}}$; $h_{\text{Ф}}$ – фиктивная глубина, расстояние от дна водотока до точки касания прямой, проведенной в нижнем бьефе из точки падения центра струи к свисающей части напорного полотнища (рис. 16).

Анализ экспериментальных данных позволил установить соответствие интенсивности вибрации в зависимости от принятых параметров.

Явление вибрации полотнища может наблюдаться в случае, когда натяжение T и сила P , генерирующая пульсации потока, связаны соотношением $T/P = 3,20 \dots 3,5$. Если этот баланс нарушается либо за счет увеличения растягивающих напряжений в материале полотнища, либо за счет расширения диффузорной зоны, то вибрация ослабевает, а затем исчезает полностью. Так, при отсутствии подтопления в нижнем бьефе, являющегося передаточной средой пульсаций полотнищу, контакт пульсаций с полотнищем отсутствует и вибрации не наблюдается. С увеличением относительного подтопления ($H_{\text{УНБ}} / H_{\text{УВБ}} = 0,4$) наблюдается снижение напряжений T в материале полотнища при одновременном увеличении площади контакта пульсаций с полотнищем за счет развития активной зоны по линии

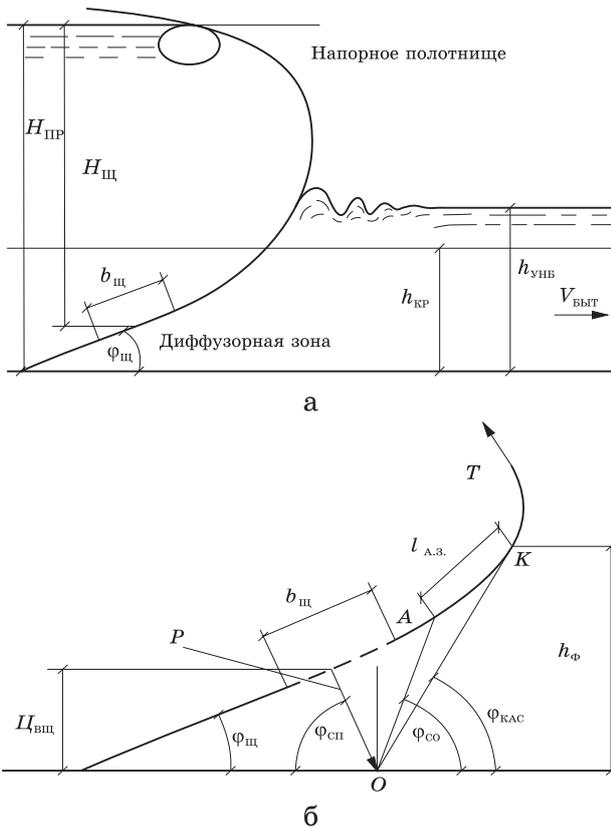


Рис. 1. Схема размещения параметров, влияющих на поведение напорного полотнища: а – общий вид устройства: $H_{ПР}$ – проектная высота устройства; $H_{Ц}$ – действующий напор в центре тяжести водовыпускной щели; $h_{кр}$ – критическая глубина; $h_{унб}$ – глубина в нижнем бьефе; $b_{щ}$ – ширина водовыпускной щели; $\varphi_{щ}$ – угол наклона плоскости водовыпускной щели к горизонту; $v_{быт}$ – скорость потока на послепрыжковом участке; б – диффузорная зона $b_{щ}$ – ширина водовыпускной щели; $\Pi_{вщ}$ – высота центра тяжести водовыпускной щели; $h_{ф}$ – фиктивная глубина; $\varphi_{щ}$ – угол наклона плоскости водовыпускной щели ко дну водотока; $\varphi_{сп}$ – угол падения струи на дно водотока; $\varphi_{со}$ – угол отраженной струи; $\varphi_{кас}$ – угол касательный к напорному полотнищу; $l_{а.з.}$ – активная зона; T – растягивающие напряжения в материале полотнища; P – сила давления струи потока

АК. Вместе с этим, перемещение к гребню напорного полотнища точки K , являющейся верхней границей активной зоны, при опережающем росте значений угла $\varphi_{кас}$ величин $\varphi_{со}$ вызывает снижение вибрации вплоть до ее исключения. Это объясняется тем, что при $\varphi_{со} \leq \varphi_{кас}$ происходит расширение диффузорной зоны и тем самым интенсифицируется процесс диссипации

энергии потока, а именно: рассеивание и гашение энергии его пульсаций в нижнем бьефе.

По данным экспериментов зависимость фиктивной глубины $h_{ф}$ определена так:

$$h_{ф} = f(\varphi_{кас}, \varphi_{щ}, h_{кр}, b_{щ}, H_{увб}, H_{унб}),$$

где $\varphi_{кас}$, $\varphi_{щ}$ – соответственно угол, составленный касательной, проведенной в нижнем бьефе из точки падения центра струи к свисающей части напорного полотнища, и угол наклона плоскости водовыпускной щели ко дну водотока; $h_{кр}$ – критическая глубина, м; $b_{щ}$ – ширина водовыпускной щели, м; $H_{увб}$ – отметка уровня воды в верхнем бьефе, м; $H_{унб}$ – отметка уровня воды в нижнем бьефе, м.

По полученным данным, с использованием теоремы Букингама, найдена эмпирическая зависимость расчета фиктивной глубины при величине достоверности аппроксимации $R^2 = 0,9626$:

$$h_{ф} = \left[\frac{-0,1076 \left(\frac{H_{увб} - H_{унб}}{h_{кр}} \right)^2}{\operatorname{tg} \varphi_{кас}} + \frac{1,46 \frac{H_{увб} - H_{унб}}{h_{кр}} - 1,1728}{\operatorname{tg} \varphi_{кас}} \right] b_{щ} \cos \varphi_{щ}. \quad (2)$$

Графическая зависимость функции $\psi = h_{ф} \operatorname{tg} \varphi_{кас} / (b_{щ} \cos \varphi_{щ})$ от функции $X = (H_{увб} - H_{унб}) / h_{кр}$ представлена на рис. 2.

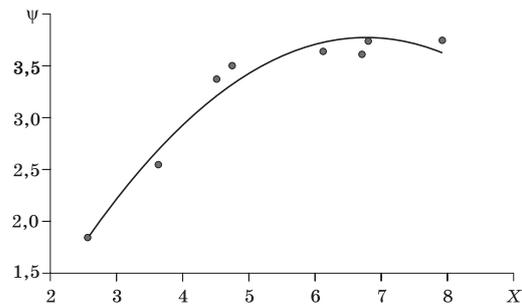


Рис. 2. График зависимости $\psi = f(X)$

Важнейшим показателем в условиях эксплуатации устройства для промыва является коэффициент динамичности, так как его оптимальные значения позволяют обеспечивать в режиме управляемой вибрации перемещение устройства по руслу водотока практически без энергетических затрат. С этой целью расчет значений коэффициента динамичности был скорректирован. И его величины рассчитывались с учетом того, что при натяжении в управляющем тросе, равном $T_{мин}$, удерживающая

сила $F_{уд}$, развиваемая силами трения горизонтального полотнища (с учетом балласта), должна превышать $T_{ср}$ на 3...5 %, т. е. $F_{уд} = (1,03...1,05)T_{мин}$. Это позволяет устройству останавливаться на период действия данной нагрузки и обеспечивать перемещение устройства в соответствии с расчетной размывающей скоростью, создающей режим эффективного промыва, в условиях наличия в управляющем тросе растягивающих усилий $T_{макс}$. Использование в этом случае значений традиционного коэффициента динамичности, определяемого по формуле (1), не позволяет обеспечить такие условия. Исходя из этих требований, для осуществления расчетов устройства значения коэффициента динамичности предложено определять по следующей формуле:

$$K_{дин} = \frac{T_{макс}}{(1,03...1,05)T_{мин}} \quad (3)$$

Обработка экспериментальных данных позволила получить графическую закономерность изменения $K_{дин}$ от параметров потока: $h_{кр}$ – критической глубины потока; $H_{унб}$ – глубины в нижнем бьефе; $H_{щ}$ – напора в центре тяжести водовыпускной щели (рис. 3).

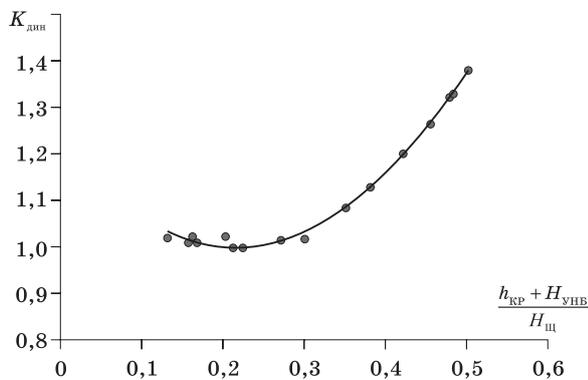


Рис. 3. График $K_{дин} = f\left(\frac{h_{кр} + H_{унб}}{H_{щ}}\right)$ в интервале $0,15 \leq \frac{h_{кр} + H_{унб}}{H_{щ}} \leq 0,5$

Аналитическое выражение полученной графической зависимости может быть представлено в виде уравнения (4) полиномиального типа в диапазоне $0,15 \leq \frac{h_{кр} + H_{унб}}{H_{щ}} \leq 0,5$ при $R^2 = 0,9968$.

Полученные зависимости позволяют определять оптимальную величину коэффициента динамичности для конкретных

условий эксплуатации устройства путем маневрирования параметрами потока:

$$K_{дин} = 4,679 \left(\frac{h_{кр} + H_{унб}}{H_{щ}} \right)^2 - 2,0198 \left(\frac{h_{кр} + H_{унб}}{H_{щ}} \right) + 1,217. \quad (4)$$

Получено выражение определения коэффициента динамичности с более полным набором параметров, оказывающих влияние на интенсивность вибрации,

$K_{дин} = f(\varphi_{кас}, \varphi_{щ}, h_{ф}, h_{кр}, b_{щ}, H_{увб}, H_{унб})$ как зависимость функции $\Theta = f(\Phi)$, но с меньшей величиной достоверности аппроксимации (рис. 4): $R^2 = 0,7623$,

где $\Theta = \frac{K_{дин}(H_{увб} - H_{унб})}{h_{кр}}$;

$\Phi = h_{ф} \operatorname{tg} \varphi_{кас} / b_{щ} \cos \varphi_{щ}$;

$$K_{дин} = [3,0595 \left(\frac{h_{ф} \operatorname{tg} \varphi_{кас}}{b_{щ} \cos \varphi_{щ}} \right)^3 - 23,637 \left(\frac{h_{ф} \operatorname{tg} \varphi_{кас}}{b_{щ} \cos \varphi_{щ}} \right)^2 + 60,571 \left(\frac{h_{ф} \operatorname{tg} \varphi_{кас}}{b_{щ} \cos \varphi_{щ}} \right) - 47,925] \cdot \frac{h_{кр}}{(H_{увб} - H_{унб})}. \quad (5)$$

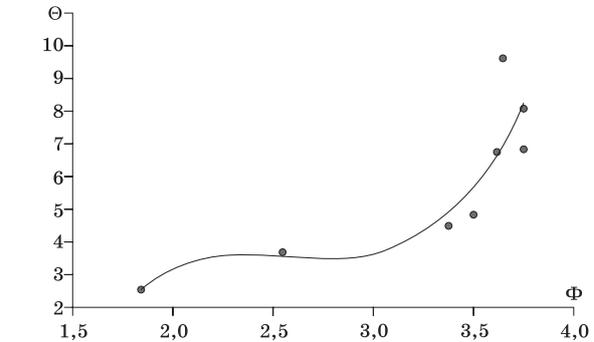


Рис. 4. График зависимости функции $\Theta = f(\Phi)$

Несмотря на меньшую точность определения величин коэффициента динамичности, формула (5) для производственных условий более приемлема, так как включает более полный набор параметров, влияющих на поведение элементов устройства в потоке.

Выводы

В результате выполненных исследований установлен механизм возникновения вибрации, определяемый наличием пульсаций потока в диффузорной зоне мобильного устройства. Рассмотрено развитие вибрации до ее максимальных значений, характеризуемых коэффициентом динамичности, угасание вибрации и полное ее исключение в

зависимости от конструктивных особенностей устройства и геометрических параметров диффузорной зоны напорного полотнища, определяемых положением активной зоны интенсивного воздействия пульсаций потока.

Определены диапазоны возникновения вибрации напорного полотнища с частотой $f=2,0...2,2$ Гц (при числах $30\ 000 \leq Re \leq 41\ 000$ в условиях величины отношения $0,3 \leq H_{уНБ} / H_{уВБ} \leq 0,4$), сопровождающейся ростом пульсаций давления на дно водотока, положительно влияющими на процесс размыва наносных отложений.

Получены эмпирические зависимости расчета коэффициента динамичности напорного полотнища и фиктивной глубины, позволяющие осуществлять управление процессом вибрации в ходе промывки русла водотока.

1. **Иванов В. М.** Совершенствование теории и методов расчета гидродинамических воздействий за водосбросными сооружениями: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.23.07. – Барнаул, 2004. – 289 с.

2. **Бондаренко В. Л.** Исследования мягких плотин мембранного типа: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.23.07. – Новочеркасск, 1974. – 26 с.

3. **Абелев А. С.** Исследование pulsa-

ции гидродинамических нагрузок, действующих на затворы гидротехнических сооружений, и разработка некоторых практических мероприятий по борьбе с вибрацией затворов: Труды координационных совещаний по гидравлике. – М.: Госэнергоиздат, 1963. – С. 117–125.

4. **Фомичев М. С., Харин Д. А.** Вибрации гидротехнических сооружений и пульсация гидродинамического давления: Труды геофизического института АН СССР. – М: Госэнергоиздат, – 1951. – Вып. 16. – С. 87–91.

5. **Петров И. А.** Применение наполняемых конструкций из синтетических материалов в гидротехническом строительстве: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.23.07. – Новочеркасск, 1972. – 26 с.

6. **Лемешев А. И.** К вопросу о вибрации мягких гидротехнических сооружений: Гидротехнические сооружения мелиоративных систем: Труды ЮжНИИГиМ. – Новочеркасск, 1977. – Вып. XXVIII. – С. 126–134.

Материал поступил в редакцию 13.11.12.

Чернова Дарья Анатольевна,
младший научный сотрудник
Тел. 89064162472

E-mail: chernova_darya@rambler.ru

УДК 502/504:624.014

О. В. МАРЕЕВА, А. А. ГАЙСИН

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Московский государственный университет природообустройства»

АНАЛИЗ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ СТРУКТУРНЫХ ПОКРЫТИЙ

Приведен анализ изменения напряженно-деформированного состояния элементов структурного покрытия в зависимости от изменения направления образующих ферм. Получен наиболее эффективный тип образующей решетки структурного покрытия.

Легкие металлические конструкции, пространственные сетчатые системы плоских покрытий, структурные покрытия.

There is given an analysis of the deflected mode of the structural covering elements depending on the direction change of formative frames. The most effective type of the generating grating of the structural covering is obtained.

Light metal structures, spatial meshy systems of flat coverings, structural coverings.

Поиски современных архитектурных форм большей выразительности и универсальности, образуемых на основе многократно повторяющихся элементов, привели к созданию стержневых систем нового типа, к так называемым структурам. Для удобства построения и анализа геометрических схем струк-

турных покрытий в них выделяют регулярно повторяющиеся элементы – кристаллы, которые могут иметь самые разнообразные формы. Путем наращивания и комбинирования различных кристаллов можно получать требуемые конструктивные формы покрытий.

Структуры обладают рядом преимуществ