

УДК 621.695.622.276

О.Г. Гоман¹, д-р физ.-мат. наук, проф.,
В.Е. Кириченко², канд. техн. наук, доц.,
А.В. Романюков²

1 – Днепропетровский национальный университет
им. О. Гончара, г. Днепропетровск, Украина,
e-mail: human_oh@gmail.com

2 – Государственное высшее учебное заведение
“Национальный горный университет”, г. Днепропетровск,
Украина, e-mail: duff_kirichenko@rambler.ru

АЭРОГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ТРУБНОГО СТАВА ГЛУБОКОВОДНОГО ГИДРОПОДЪЕМА

O.G. Goman¹, Dr. Sci. (Phys.-Math.), Professor,
V.Ye. Kirichenko², Cand. Sci. (Tech.), Associate Prof.,
A.V. Romanyukov²

1 – O. Honchar Dnipropetrovsk National University,
Dnipropetrovsk, Ukraine, e-mail: human_oh@gmail.com
2 – State Higher Educational Institution “National Mining
University”, Dnipropetrovsk, Ukraine,
e-mail: duff_kirichenko@rambler.ru

AERO-HYDRO-DYNAMIC EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE PROPERTIES OF THE DEEPWATER HYDRAULIC HOIST PIPELINE UNITS

Цель. Выбор рациональной конструкции трубопроводного става глубоководного гидроподъема, обладающей улучшенными аэрогидродинамическими характеристиками, позволяющими минимизировать мощность движителя судна-носителя и исключить наиболее опасные виды аэрогидроупругой неустойчивости.

Методика. Разработаны методика и программа экспериментов, включающие в себя детальное описание экспериментального стенда и измерительной аппаратуры. Для проведения экспериментов использована действующая аэродинамическая труба и тензометрические весы, установленные в специализированной аэрогидродинамической лаборатории Днепропетровского национального университета имени О. Гончара.

Результаты. Анализ результатов экспериментальных исследований позволил выбрать технически реализуемую на данном этапе освоения глубоководных месторождений рациональную конструкцию трубопроводного става гидроподъема. Особенность этой конструкции состоит в том, что став заключается в кожух цилиндрической формы с разрывами в местах фланцевых соединений. В местах разрыва кожуха, для снижения аэрогидродинамических нагрузок, предложена установка специальных обтекателей. В результате серии экспериментальных исследований, проведенных для различных видов обтекателей, выбрана их наиболее удачная форма, установлены геометрические размеры.

Практическая значимость. Выбранная конструкция трубопроводного става глубоководного гидроподъема минимизирует мощность движителя судна-носителя, затрачиваемую на протаскивание става в толще воды, что, в конечном итоге, ведет к уменьшению себестоимости добываемого материала, а также исключает возможность возникновения наиболее опасных видов флаттера.

Ключевые слова: *глубоководный гидроподъем, твердые полезные ископаемые, глубоководная добыча, трубопроводный став*

Введение. На сегодняшний день в Украине ощущается дефицит некоторых стратегических цветных металлов, добываемых из материковых месторождений традиционным способом. В связи с этим, дальнейшее наращивание минерально-сырьевого потенциала Украины тесно связано с освоением рудных месторождений Мирового океана.

Решением Совета национальной безопасности и обороны Украины от 16 мая 2008 года „О мероприятиях по обеспечению развития Украины как морского государства“, приведенным в действие указом Президента Украины № 463/2008 от 20 мая 2008 года, предусмотрена разработка новой „Национальной программы исследований и использования ресурсов Азово-Черноморского бассейна, других районов Мирового океана на 2009–2034 годы“. Таким образом, разработка

технических средств подъема полезных ископаемых с морского дна является одним из приоритетных направлений исследований. Данная статья посвящена **актуальной проблеме** освоения минерального потенциала Мирового океана, решение которой напрямую связано с разработкой эффективных средств подъема сырья трубными системами большой протяженности и способов снижения себестоимости добытого материала.

Анализ последних исследований. Чем выше сила лобового сопротивления става, тем большая мощность движителей необходима для его протаскивания в воде.

При движении судна-носителя конструкция трубного става со свободным ходовым концом принимает изогнутую деформированную неравновесную форму и испытывает динамические нагрузки, обусловленные волновой качкой, а также различными видами аэрогидроупругой неустойчивости со стороны окружающей морской среды (эоловы колебания, галоупи-

рование, флаттер). Перечисленные факторы неизбежно приводят к возникновению дополнительных динамических напряжений, что может иметь негативные последствия в плане целостности системы.

В работах [1, 2] показано, что в определенном диапазоне изменения диаметров трубопровода мощность, затрачиваемая на протаскивание трубного става сквозь толщу воды, становится сравнима с гидравлической мощностью транспортирующего потока требуемой производительности. В работе [1] проводились экспериментальные исследования аэрогидродинамических характеристик элементов трубного става гидроподъема, а в работах [1–7] рассмотрены условия, при которых возникают эффекты, связанные с потерей устойчивости транспортным трубопроводом. Однако вопросы, связанные с выбором рациональной конструкции става, с целью минимизации его лобового сопротивления, а также исключения возможности возникновения автоколебаний, затронуты не были.

Трубная система добычи полезных ископаемых со дна Мирового океана представляет собой сложную конструкцию в виде пакета трубопроводов, состоящего из центрального добычного трубопровода, по которому транспортируется пульпа, и нескольких вспомогательных трубопроводов другого функционального назначения (газовод, трубопроводы управляющих и энергетических кабелей и пр.)

Доминирующим является добычной трубопровод, который является и основным силовым элементом системы. Дополнительные трубопроводы имеют значительно меньшие диаметры и крепятся к центральному трубопроводу. Наличие в пакете нескольких трубопроводов различного диаметра приводит к несимметрии его поперечного сечения, вследствие чего элемент пакета, при любом направлении набегающего потока, испытывает кроме силы сопротивления также боковую силу и крутящий момент.

В настоящее время наиболее эффективным средством определения аэродинамических сил для тел сложного поперечного сечения является эксперимент в аэродинамических трубах (или в гидродинамических установках) на масштабных моделях.

Целью данной статьи является выбор рациональной конструкции става, при которой мощность двигателей судна-носителя будет минимальна, а возникновение в конструкции наиболее опасных видов аэрогидроупругой неустойчивости будет исключено.

Для определения аэрогидродинамических характеристик элементов трубного става системы добычи полезных ископаемых были предприняты широкомасштабные систематические исследования гидродинамических моделей трубного става в аэродинамической трубе Т-5 кафедры аэрогидромеханики Днепропетровского национального университета под руководством профессора О.Г. Гомана. В мае 2010 года была проведена заключительная серия экспериментов, что позволило в окончательном виде систематизировать данные, полученные ранее [1], а также синтезировать рациональную конструкцию трубопроводного става.

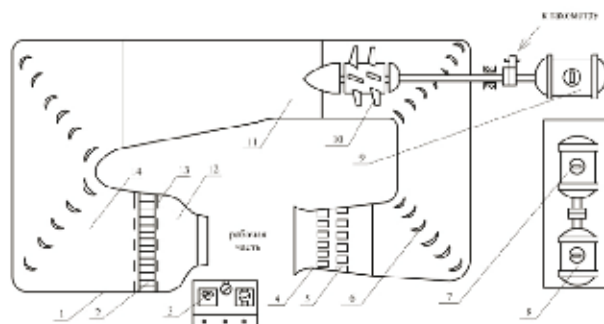


Рис. 1. Схема аэродинамической трубы Т-5: 1 – внутренний контур трубы; 2 – хонейкомб; 3 – пульт управления; 4 – диффузор; 5 – отверстия для демпфирования пульсаций давления; 6 – лопатки поворотные; 7 – генератор постоянного тока; 8 – электромотор переменного тока; 9 – электромотор постоянного тока; 10 – вентиляторная установка; 11 – канал нагнетания; 12 – сопло; 13 – сетки турбулизирующие; 14 – форкамера

Аэродинамическая труба Т-5 – это установка замкнутого типа с открытой рабочей частью, диаметр выходного сопла – 0,75 м (рис. 1). Поток воздуха обеспечивается осевым вентилятором, максимальная скорость потока 45 м/с. Неравномерность поля скоростей в ядре потока пустой трубы не превышает 0,5%, скос потока в вертикальной и горизонтальной плоскостях – не более 0,5%. Начальная турбулентность потока $\mathcal{E} = 0,4 - 0,5\%$, акустический шум при максимальной скорости потока – 96 дБ.

Для определения аэродинамических сил труба оснащена трехкомпонентными тензометрическими весами (рис. 2), которые позволяют измерять силу сопротивления X (вдоль потока), боковую силу Y (перпендикулярно потоку) и боковую силу Y_1 на плече, через которую вычисляется крутящий момент относительно оси крепления модели.

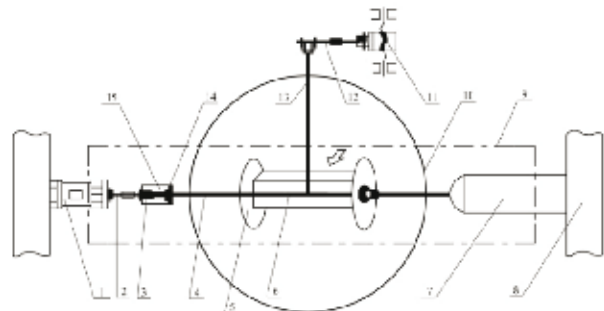


Рис. 2. Схема тензометрических трехкомпонентных весов в рабочей части аэродинамической трубы: 1, 2, 12 – упругие весовые элементы „X“, „Y“, „Y₁“; 3 – шарнир шаровой; 4 – жесткая ось модели; 5 – шайба концевая; 6 – исследуемая модель; 7 – обтекатель; 8 – стойка опорная; 9 – механический колебательный контур; 10 – сопло трубы; 11 – координатник; 13 – тяга с двумя шарнирами; 14 – шаровая опора с отверстием; 15 – накладка

Весовые элементы „X^{cc} и „Y^{cc} выполнены в виде упругих пластин, консольно закрепленных на опорных стойках симметрично относительно модели. Пластины „X^{cc} и „Y^{cc} развернуты друг относительно друга на 90° и связаны между собой жесткими разъёмными соединениями. Консольный конец весового элемента представляет собой узел крепления с шаровым трехступенным шарниром, в котором свободно закрепляется конец оси модели.

На рис. 2 схематически показаны трехкомпонентные весы, их расположение вместе с моделью в трубе.

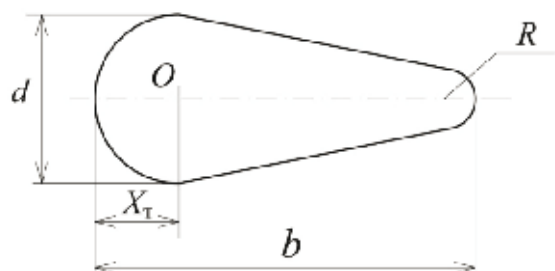


Рис. 3. Форма жесткого обтекателя: d – диаметр передней кромки обтекателя; b – длина обтекателя; X_T – расстояние от центра до передней кромки обтекателя; O – ось вращения обтекателя; R – радиус задней кромки обтекателя

Весовой элемент Y_1 в виде упругой пластины одним концом крепится к массивному координатнику, с помощью которого производится изменение угла атаки модели, а другим – тягой с двумя шарнирами к модели.

На упругие пластины наклеены тензодатчики, соединенные по мостовой схеме между собой и с тензостанцией.

Достоинство такой конструкции тензовесов в том, что кроме стационарных сил они могут измерять силы и амплитуды нестационарных колебаний при возникновении аэроупругой неустойчивости моделей, исследуемых путем осциллографирования процесса колебаний и предварительной тарировки перемещений упругих весовых элементов под действием нагрузки.

Ориентировочные размеры трубопроводов става были получены по результатам предварительных прочностного и гидравлического расчетов базового варианта опытной установки производительностью порядка $\dot{m}_T \cong 7,8$ кг/с с глубины $H \sim 6000$ м.

Ниже фрагментарно представлены результаты некоторых экспериментальных аэрогидродинамических исследований элементов трубопровода такого гидродоюза.

На рис. 4 дано сравнение коэффициента силы сопротивления круглого цилиндра и рассмотренных обтекателей при нулевом угле атаки. Видно, что для обтекателя Γ с удлинением $\bar{b} = 2,6$ значение коэффициента C_x почти в пять раз ниже, чем для круглого цилиндра.

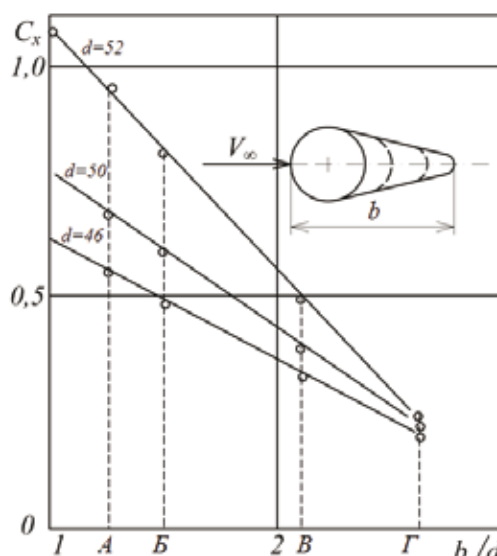


Рис. 4. Влияние удлинения обтекателей b/d на коэффициент силы сопротивления C_x при нулевом угле атаки; А, Б, В, Г – форма обтекателя, соответствующая таблице 1

В качестве средств снижения силы сопротивления цилиндрического тела могут применяться различного рода обтекатели. С целью выяснения эффективности использования обтекателей для уменьшения коэффициента силы сопротивления трубопровода става в аэродинамической трубе были проведены экспериментальные исследования моделей трех типов обтекателей:

- жесткого обтекателя, форма которого показана на рис. 3;
- гибкого и пластинчатого обтекателя, вид которых показан на рис. 8.

Геометрические параметры исследованных жестких обтекателей приведены в таблице 1.

Аэродинамические коэффициенты силы сопротивления C_x , боковой силы C_y и момента m_z жестких обтекателей, в зависимости от угла атаки α , представлены на рисунках 5–7.

Коэффициенты C_x и C_y отнесены к площади $S = dl$; коэффициент m_z отнесен к площади $S = dl$, длине d и вычисляется относительно оси вращения O , расстояние от которой до передней кромки равно X_T (относительно оси охватываемого обтекателем цилиндра).

Таблица 1

Геометрические параметры обтекателей

Тип обтекателя	Хорда, b , мм	Поперечный размер, d , мм	Положение оси вращения, X_T , мм	Радиус задней кромки, R , мм	Удлинение, $\bar{b} = b/d$
А	62,5	50	25	16	1,25
Б	75	50	25	9	1,5
В	110	52	26	6	2,1
Г	120	46	30	2	2,6

Рис. 5 иллюстрирует влияние числа Re на аэродинамические характеристики обтекателя, а рис. 6 и 7 – влияние турбулентности на них. Здесь ε – интенсивность турбулентности.

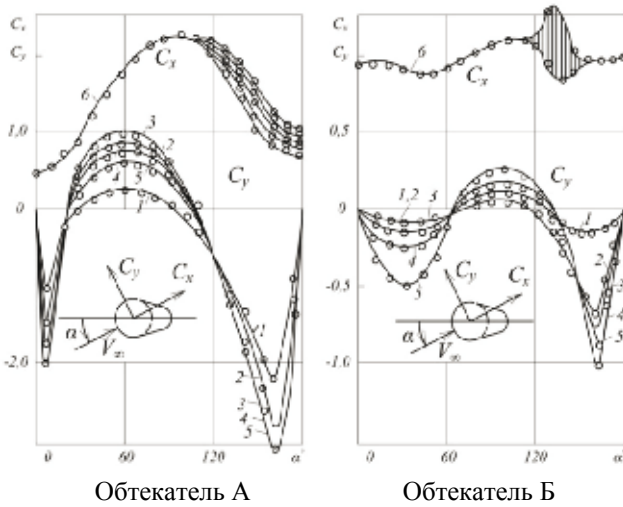


Рис. 5. Зависимость аэродинамических коэффициентов C_x и C_y от угла атаки α при различных числах Рейнольдса: $\varepsilon = 0,5\%$; 1 – $Re = 0,4 \cdot 10^5$; 2 – $Re = 0,9 \cdot 10^5$; 3 – $Re = 1,1 \cdot 10^5$; 4 – $Re = 1,3 \cdot 10^5$; 5 – $Re = 1,7 \cdot 10^5$; 6 – $Re = (0,4-1,7) \cdot 10^5$

– коэффициент C_y заметно зависит от числа Re , что вызвано, прежде всего, наличием у обтекателей притупленной задней кромки;

– повышение турбулентности потока стабилизирует обтекание, что проявляется в снижении экстремальных значений коэффициентов C_x и C_y ;

– увеличение удлинения \bar{b} при малых значениях α способствует значительному снижению лобового сопротивления.

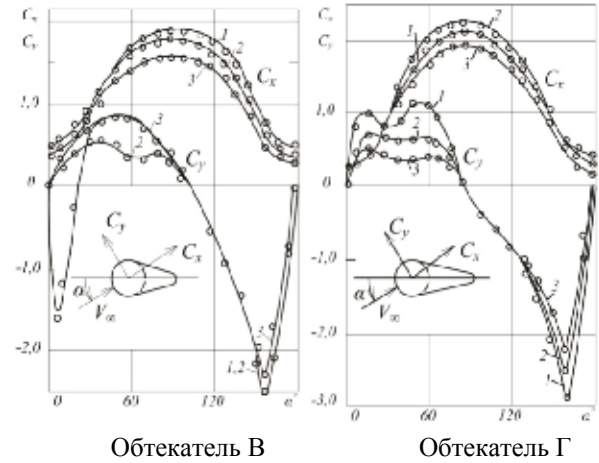


Рис. 7. Влияние интенсивности турбулентности потока ε на аэродинамические коэффициенты обтекателей C_x и C_y : $Re = 8 \cdot 10^4$; 1 – $\varepsilon = 0,5\%$; 2 – $\varepsilon = 2,5\%$; 3 – $\varepsilon = 8\%$

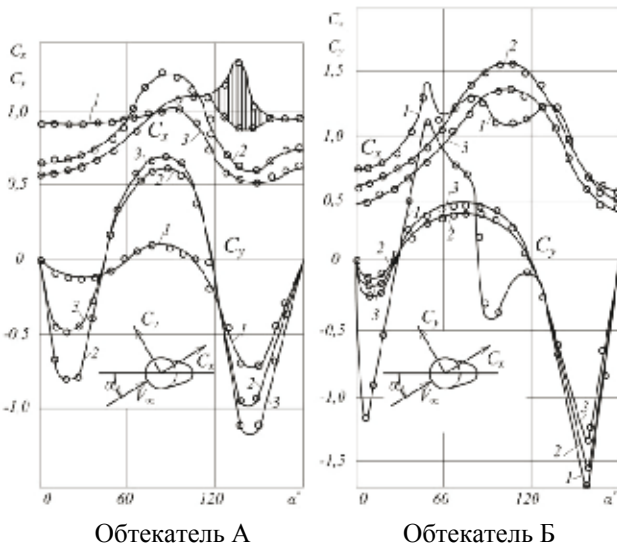


Рис. 6. Влияние интенсивности турбулентного потока ε на аэродинамические коэффициенты обтекателей C_x и C_y : $Re = 8 \cdot 10^4$; 1 – $\varepsilon = 0,5\%$; 2 – $\varepsilon = 2,5\%$; 3 – $\varepsilon = 8\%$; 4 – $\varepsilon = 0,5-8\%$

Анализ полученных зависимостей показывает, что:

– в отличие от круглоцилиндрического тела, на обтекателе при ненулевом угле атаки кроме лобовой силы X появляется боковая сила Y и момент M_z ;

Таким образом, значительного снижения сопротивления става можно добиться путем установки на его элементах жестких безмоментных обтекателей (т.е. обтекателей, самонаворачивающихся по направлению вектора скорости набегающего потока).

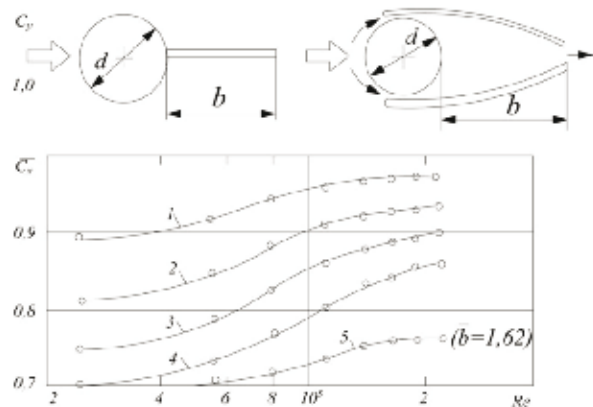


Рис. 8. Зависимость коэффициента силы сопротивления цилиндра \bar{C}_x с обтекателем от числа Рейнольдса Re : b – длина обтекателя; $\bar{C}_x = C_x/C_{x0}$, C_{x0} – коэффициент силы сопротивления одиночного цилиндра; 1 – $\bar{b} = 1$; 2 – $\bar{b} = 2$; 3 – $\bar{b} = 3$; 4 – $\bar{b} = 4$ (жесткий обтекатель); 5 – мягкий обтекатель

Была проведена серия экспериментов с пластинчатыми и гибкими обтекателями. В качестве пластинчатых обтекателей использовались обтекатели типа флага (гибкая пластина) и жесткой пластинки различного удлинения, установленные в кормовой части цилиндра (рис. 8).

Оказалось, что гибкие обтекатели длиной $b \leq 4d$ не работают: из-за наличия в кормовой зоне возвратного течения они складываются в „гармошку“ и прилипают к поверхности цилиндра.

Для обтекателей в виде жесткой пластинки значение относительного коэффициента силы сопротивления равно

$$\bar{C}_x = \frac{C_x}{C_{x0}},$$

где C_{x0} – коэффициент силы сопротивления изолированного цилиндра (рис. 8, кривые 1–4).

В качестве гибких обтекателей использовались обтекатели в виде мягкой удобообтекаемой оболочки оживальной формы с забором воздуха на поверхности цилиндра и протоком в кормовой части (рис. 8).

Среди рассмотренных мягких обтекателей наименьшим сопротивлением обладал оживальный обтекатель с удлинением $\bar{b} \sim 1,62$, относительным зазором входной щели 2,5% d и углом забора потока внутрь оболочки $75\text{--}80^\circ$ от лобовой точки. Значение \bar{C}_x для указанного мягкого обтекателя представлено на рис. 8 (кривая 5).

Узлы соединения трубного става глубоководного гидроподъема являются элементами, от которых сильно зависит целостность системы. В связи с этим выполнены экспериментальные исследования по определению коэффициента силы сопротивления элементов таких узлов.

Всего был рассмотрен 51 вариант узлов соединения, геометрические характеристики которых приведены в таблице 2.

Следует отметить, что для придания пакету трубопроводов однородной цилиндрической формы (что снижает коэффициент лобового сопротивления става [6, 7]), а также для минимизации нагрузок на критическое сечение трубопровода вблизи судна-носителя, исследуемый став заключен в кожух, выполненный из материала с плотностью меньше плотности морской воды.

Вид экспериментальной модели показан на рис. 9. Исследование проведено при интенсивности турбулентности $\varepsilon \approx 1\text{--}1,5\%$ и относительной шероховатости поверхности моделей $k = 10^{-4}$.

Результаты экспериментальных аэрогидродинамических исследований узла, изображенного на рис. 9, приведены на рис. 10 – 21 в зависимости от числа Re . В качестве характерной площади выбрана площадь „в свету“. Номер графика соответствует номеру в таблице 2. Влияние соединительного узла распространяется на 1,5–2 калибра по максимально-

му диаметру с обеих сторон соединения. На рисунках ниже также нанесены значения для одиночного цилиндра (кривая А – $\varepsilon \approx 1,5$, $\bar{k} = 10^{-4}$, кривая Б – $\varepsilon \approx 1,5$, $\bar{k} = 10^{-3}$).

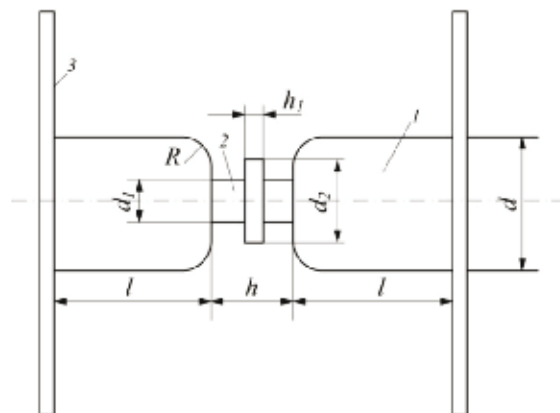


Рис. 9. Модель узла соединения трубопроводов и изменяемые в эксперименте параметры: 1 – трубопровод, заключенный в кожух; 2 – узел соединения трубопроводов; 3 – концевые шайбы; R – радиус кривизны кожуха; d_1 – диаметр трубопровода; d_2 – диаметр фланцевого соединения; h_1 – толщина фланца; d – диаметр кожуха; h – длина незащищенного кожухом участка; l – длина исследуемого участка трубопровода (пределы изменения геометрических размеров узла соединения приведены в таблице 2)

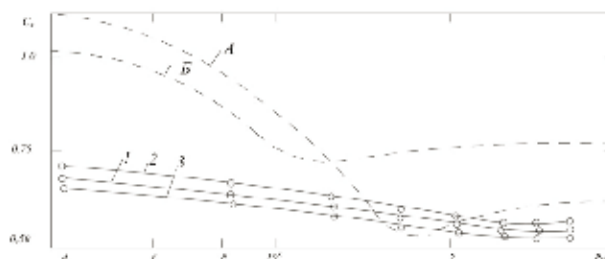


Рис. 10. Зависимость коэффициента силы сопротивления цилиндра (C_x) от числа Re для узла соединения при изменении параметров \bar{d}_1 , \bar{d}_2 , \bar{h}_1 , \bar{R} ($\bar{h} = 0,8$)

Анализ проведенных экспериментов позволяет сформулировать следующий **научный результат**. Как видно на рис. 10–21, наличие узлов соединения рассмотренного вида приводит почти во всем диапазоне чисел Рейнольдса Re к уменьшению коэффициента силы сопротивления узла по сравнению с эквивалентным цилиндром (т.е. с цилиндром, имеющим такую же площадь в „свету“), что объясняется пространственными эффектами перетекания жидкости в зоне узла. Только в небольшой окрестности критического числа Рейнольдса для цилиндра коэффициенты силы сопротивления узла выше, чем для эквивалентного цилиндра (кривая А).

Пределы изменения геометрических размеров моделей соединения трубопроводов (все размеры отнесены к d)

Номер графика	\bar{d}_1	\bar{d}_2	\bar{h}	\bar{h}_1	\bar{R}	\bar{e}
1	0,7	0,9	0,8	0,36	0	1,6
2	0,7	1	0,8	0,36	0	1,6
3,4,5,6,7	0,7	-	0,8; 0,6; 0,5; 0,4; 0,2	0	0	1,6
8	0,6	0,9	0,8	0,4	0,06	1,6
9	0,6	1	0,8	0,3	0,08	1,6
10; 11; 12; 13; 14	0,6	-	0,8; 0,6; 0,5; 0,4; 0,2	0	0,08	1,6
15	0,6	0,9	0,8	0,38	0	1,6
16	0,6	1	0,8	0,3	0	1,6
17; 18; 19; 20; 21	0,6	-	0,8; 0,6; 0,5; 0,4; 0,2	0	0	1,6
22; 23; 24; 25; 26	0,5	-	0,8; 0,6; 0,5; 0,4; 0,2	0	0,16	1,6
27; 28; 29; 30; 31	0,5	-	0,8; 0,6; 0,5; 0,4; 0,2	0	0	1,6
32; 33; 34; 35; 36	0,4	-	0,8; 0,6; 0,5; 0,4; 0,2	0	0,24	1,6
37; 38; 39; 40; 41	0,4	-	0,8; 0,6; 0,5; 0,4; 0,2	0	0	1,6
42; 43; 44; 45; 46	0,3	-	0,8; 0,6; 0,5; 0,4; 0,2	0	0,4	1,6
47; 48; 49; 50; 51	0,3	-	0,8; 0,6; 0,5; 0,4; 0,2	0	0	1,6

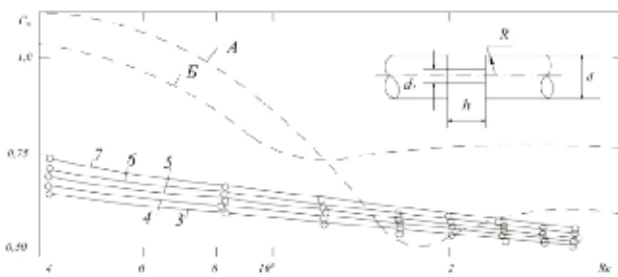


Рис. 11. Зависимость коэффициента C_x узла соединения от числа Re при изменении \bar{h} , \bar{d}_1 , ($\bar{R}=0$)

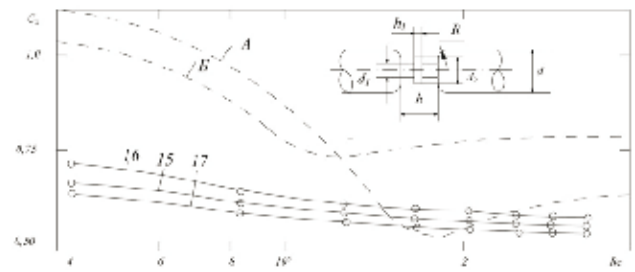


Рис. 14. Зависимость коэффициента C_x от числа Re для узла соединения при изменении параметров \bar{d}_1 , \bar{d}_2 , \bar{h}_1 , \bar{R} ($\bar{h} = 0,8$)

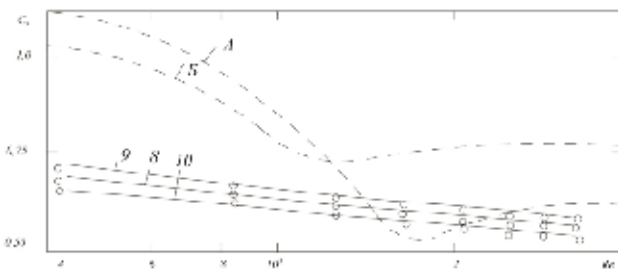


Рис. 12. Зависимость коэффициента C_x от числа Re для узла соединения при изменении параметров \bar{d}_1 , \bar{d}_2 , \bar{h}_1 , \bar{R} ($\bar{h} = 0,8$)

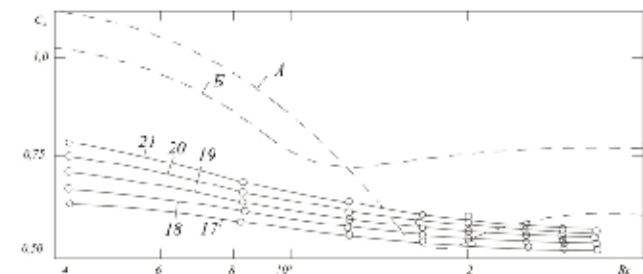


Рис. 15. Зависимость коэффициента C_x узла соединения от числа Re при изменении \bar{h} , \bar{d}_1 , ($\bar{R}=0$)

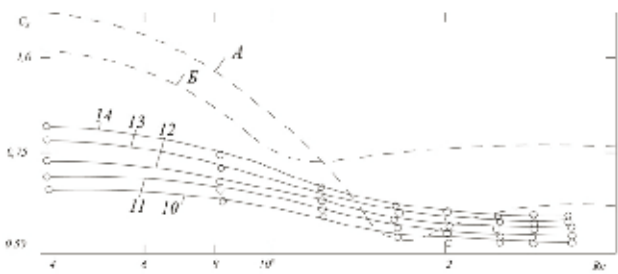


Рис. 13. Зависимость коэффициента C_x для узла соединения от числа Re при изменении \bar{d} , \bar{h} , \bar{R}

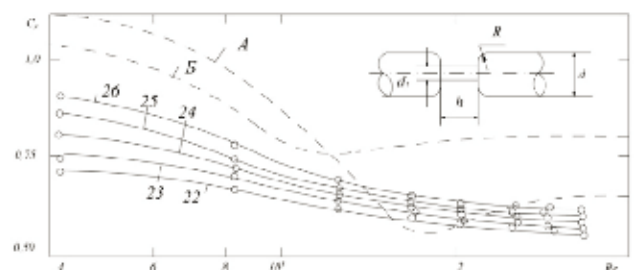


Рис. 16. Зависимость коэффициента C_x для узла соединения от числа Re при изменении \bar{d} , \bar{h} , \bar{R}

Незащищенное кожухом фланцевое соединение, как показали эксперименты, не создает дополнительного сопротивления, однако при обтекании нескольких таких узлов, возможно возникновение непредвиденных колебательных эффектов.

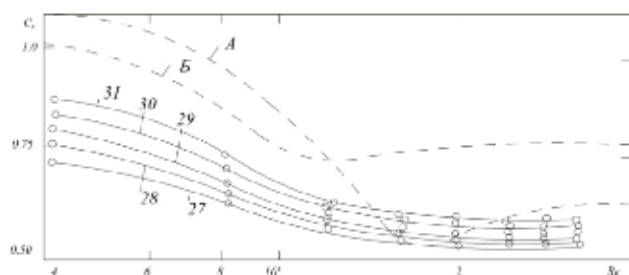


Рис. 17. Зависимость коэффициента C_x узла соединения от числа Re при изменении \bar{h} , \bar{d}_1 , ($\bar{R}=0$)

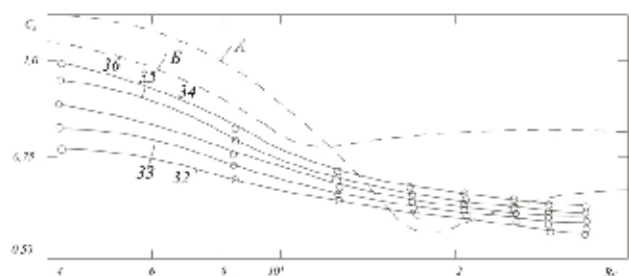


Рис. 18. Зависимость коэффициента C_x узла соединения от числа Re при изменении \bar{d} , \bar{h} , \bar{R}

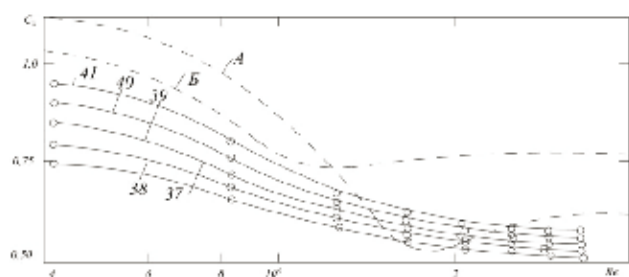


Рис. 19. Зависимость коэффициента C_x узла соединения от числа Re при изменении \bar{d} , \bar{h} , \bar{R}

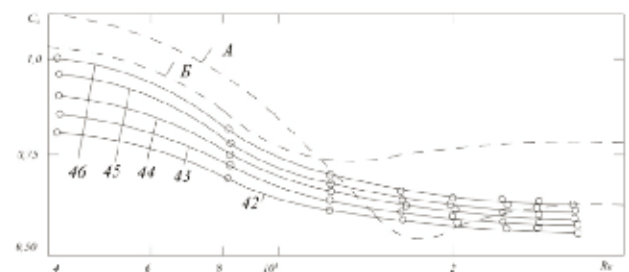


Рис. 20. Зависимость коэффициента C_x узла соединения от числа Re при изменении \bar{d} , \bar{h} , \bar{R}

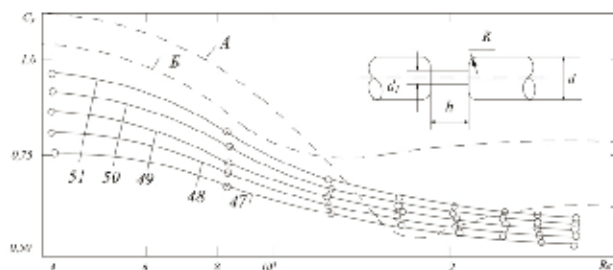


Рис. 21. Зависимость коэффициента C_x узла соединения от числа Re при изменении \bar{d} , \bar{h} , \bar{R}

Поскольку установка кожуха в форме самонаворачивающегося жесткого обтекателя, уменьшающего лобовое сопротивление трубопроводного става, является эффективной, но трудно осуществимой на практике мерой, рекомендуется установка обтекателей только в узлах соединения трубопроводов.

Обобщая приведенные выше результаты экспериментальных исследований коэффициентов силы сопротивления различных элементов трубопроводного става, можно сделать следующие **выводы**.

1. Гибкие и пластинчатые обтекали в ходе экспериментов показали свою неэффективность по сравнению с жесткими самонаворачивающимися обтекателями.

2. Установка в следе за узлом соединения жестких самонаворачивающихся обтекателей позволяет снизить сопротивление трубного става в пределах 10–30%.

3. Анализ результатов экспериментальных исследований позволил выбрать рациональную конструкцию трубопроводного става, которая минимизирует мощность, затрачиваемую на перемещение добычного комплекса, тем самым снижая себестоимость конечного продукта.

4. Выбранная конструкция позволяет гарантированно исключить наиболее опасные виды флаттера, являющиеся фатальными для подводных трубопроводов.

Список литературы / References

1. Гоман О.Г. Экспериментальные исследования аэроупругой неустойчивости элементов става / Гоман О.Г., Графский И.Ю., Кириченко Е.А. // Сб. науч. тр. НГАУ – Днепропетровск, 1998. – №2. – С. 400–417.
Goman, O.G., Grafskiy, I.Yu. and Kirichenko, Ye.A. (1998), “Experimental research of aero-hydro-elastic instability of the elements of the pipeline”, *Sbornik nauchnykh trudov NGAU*, no. 2, pp. 400–417.
2. Кириченко Е.А. Исследование параметрического резонанса пульпопровода эрлифтного гидроподъема / Кириченко Е.А. // Збагачення корисних копалин. – 2000. – № 9. – С. 78–84.
Kirichenko, Ye. A. (2000), “Study of parametrical resonance of slurry pipeline of airlift hydrohoist”, *Zbaha-chennya korysnykh kopalyn*, no.9., pp. 78–84.

3. Кириченко Е.А. Исследование собственных частот продольных колебаний трубного става глубоководного гидроподъема / Кириченко Е.А. // Геотехническая механика : межв. сб. научн. тр. ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 1999. – №18. – С. 75–80.

Kirichenko, Ye.A. (1999), "Study of the natural frequencies of the longitudinal oscillations of pipeline of deep water hydrohoist", *Geotekhnicheskaya mekhanika, IGTM NAN Ukrainy*, no.18, p. 75–80.

4. Кириченко Е.А. Исследование условий потери устойчивости транспортного трубопровода эрлифтного гидроподъема / Кириченко Е.А. // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. – 2000. – №64. – С. 109–113.

Kirichenko, Ye.A. (2000), "Study of conditions of buckling of transportation pipeline of airlift hydrohoist", *Hirnycha elektromekhanika ta avtomatyka*, no. 64, pp. 109–113.

5. Кириченко Е.А. Механика глубоководных гидротранспортных систем в морском горном деле / Е.А. Кириченко – Днепропетровск: Национальный горный университет, 2009. – 334 с. – ISBN 978-966-350-170-3.

Kirichenko, Ye.A. (2009), *Mekhanika glubokovodnykh gidrotransportnykh sistem v morskoy gornoy deli*, [Mechanics of the Deepwater Systems in Sea Mining], National Mining University, Dnepropetrovsk, Ukraine.

6. Кириченко Е.А. Научное обоснование параметров трубных систем для гидроподъема полезных ископаемых: автореф. дис. на соискание научн. степени докт. техн. наук: спец. 05.05.06 „Горные машины“ / Е. А. Кириченко. – 2001. – 38 с.

Kirichenko, Ye.A. (2001), "Scientific substantiation of parameters of pipe systems for the hydraulic hoisting of minerals", Abstract of Dr. Sci. (Tech.) dissertation, Mining Machines, National Mining University, Dnepropetrovsk, Ukraine.

7. Гоман О.Г. Аэродинамические характеристики погружных конструкций системы для подводной добычи полезных ископаемых / Гоман О.Г., Графский И.Ю., Кириченко Е.А. // Сб. науч. тр. НГАУ. – Днепропетровск, 1998. – № 2. – С. 418–430.

Goman, O.G., Grafsky, I.Yu. and Kirichenko, Ye.A. (1998), "The aerodynamic characteristics of submerged constructions for the system of deep water mining", *Sbornik nauchnykh trudov NGAU*, no. 2, pp. 418–430.

Мета. Вибір раціональної конструкції трубопроводного става глибоководного гідропідйому, що володіє поліпшеними аерогідродинамічними характеристиками, які дозволяють мінімізувати потужність рушія судна-носія та виключити найбільш небезпечні види аерогідропругої нестійкості.

Методика. Розроблено методику та програму експериментів, що включають у себе детальний опис експериментального стенду та вимірювальної апаратури. Для проведення експериментів використано діючу аеродинамічну трубу та тензометричні ваги, встановлені в спеціалізованій аерогідродинамічній

лабораторії Дніпропетровського національного університету ім. О. Гончара.

Результати. Аналіз результатів експериментальних досліджень дозволив обрати раціональну конструкцію трубопроводного става гідропідйому, що технічно може бути реалізована на даному етапі освоєння глибоководних родовищ. Особливість цієї конструкції полягає в тому, що став укладається в кожух циліндричної форми з розривами в місцях фланцевих з'єднань. У місцях розриву кожуха, для зниження аерогідродинамічних навантажень, запропоновано установку спеціальних обтічників. У результаті серії експериментальних досліджень, проведених для різних видів обтічників, обрана їх найбільш вдала форма, встановлено геометричні розміри.

Практична значимість. Обрана конструкція трубопроводного става глибоководного гідропідйому мінімізує потужність рушія судна-носія, затрачену на рух става в товщі води, що, в остаточному підсумку, веде до зменшення собівартості видобутого матеріалу, а також виключає можливість виникнення найбільш небезпечних видів флаттера.

Ключові слова: глибоководний гідропідйом, тверді корисні копалини, глибоководний видобуток, трубопроводний став

Purpose. To choose a rational design of pipeline of deep water hydraulic hoist, which improves its fluidic characteristics to minimize the power consumption by the propellers of the carrier and eliminate the most hazardous aerohydroelastic instability.

Methodology. Technique and experimental program, which includes a detailed description of the test bench and test equipment has been developed. For the experiments we have used the existing wind tunnel and strain gage balance located in specialized aero hydrodynamic laboratories of Oles Honchar Dnepropetrovsk National University.

Findings. The analysis of the experimental results allowed choosing technically possible rational design of the pipeline of the hydraulic hoist at current stage of development of deep water mining. The feature of this design is that the pipeline system is locked with the cylindrical cover with gaps in areas of flanges. At the gaps of cover the installation of special cowlings reducing drag force has been proposed. Due to the series of experimental studies conducted for different types of cowlings their most suitable form has been selected and the geometric dimensions have been set.

Practical value. The selected design of deep water hydraulic hoist's pipeline minimizes the carrier's propellers power spent on dragging the pipeline in the water, which eventually results into decrease of the cost of the produced material, and also eliminates the possibility of the most dangerous types of flutter.

Keywords: deep water hydraulic hoist, solid minerals, deep-sea mining, pipeline

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук В.І. Самусею. Дата надходження рукопису 05.07.12.