
**НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ
МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ**

УДК 621

РАСЧЕТ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ОХЛАДИТЕЛЯ ПРЕСНОЙ ВОДЫ© 2022 г. Т. Н. Фесенко^{1,*}, Е. А. Дронова¹¹*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия***e-mail: ftat50@yandex.ru*

Поступила в редакцию 20.05.2021 г.

После доработки 14.04.2022 г.

Принята к публикации 20.04.2022 г.

На основе обобщения имеющихся данных и существующих норм расчета теплообменного оборудования предлагается последовательная методика расчета вибрационных характеристик трубного пучка, определяющих его работоспособность: максимальных амплитуд колебаний труб, напряжений в месте заделки трубы в трубной доске, напряжений в сварных швах; одним из условий работоспособности трубного пучка является отсутствие гидроупругой неустойчивости, которая может наступить, если скорость потока достигнет критических значений. Показана кривая гидроупругой неустойчивости, по которой, с учетом определенных параметров конструкции пучка, можно определить критическую скорость потока. Расчеты проведены для конкретной конструкции охладителя воды и сделаны выводы о его работоспособности при заданном расходе жидкости.

Ключевые слова: вибрация, трубный пучок, поток жидкости, амплитуда вибраций, собственные частоты, логарифмический декремент, напряжения

DOI: 10.31857/S0235711922040071

Типовым элементом любого теплообменного аппарата является трубный пучок, обтекаемый потоком жидкости (газа). Опыт эксплуатации показывает, что в трубных пучках возможно возникновение вибраций вследствие высокоскоростного потока теплоносителя. Интенсивные вибрационные нагрузки могут стать причиной повреждения или разрушения трубок пучка, и в конечном итоге привести к повреждению оборудования. Поэтому вибрационная надежность трубного пучка теплообменного аппарата является существенным фактором, определяющим его долговечность и работоспособность [1, 2].

Причинами возникновения вибраций теплообменных труб являются гидродинамические силы, возникающие в потоках при обтекании труб, а также гидроупругая неустойчивость, параметрический резонанс, акустический резонанс [1, 9–11]. Определение максимально допустимой амплитуды вибраций труб проводится на основе анализа динамических напряжений, возникающих в материале труб, свойств металла и сварных соединений, и условий виброизноса. Вибрации при гидроупругом возбуждении возникают при достижении некоторой критической скорости потока, и по мере дальнейшего повышения скорости амплитуда вибраций может увеличиться до недопустимых значений. В отличие от случая резонансных колебаний труб, вызванных, например, срывом вихрей, повышение скорости потока при гидроупругой неустойчивости приведет не к снижению амплитуды вибраций до приемлемого уровня, а к разрушению труб. Поэтому критическая скорость, соответствующая возник-

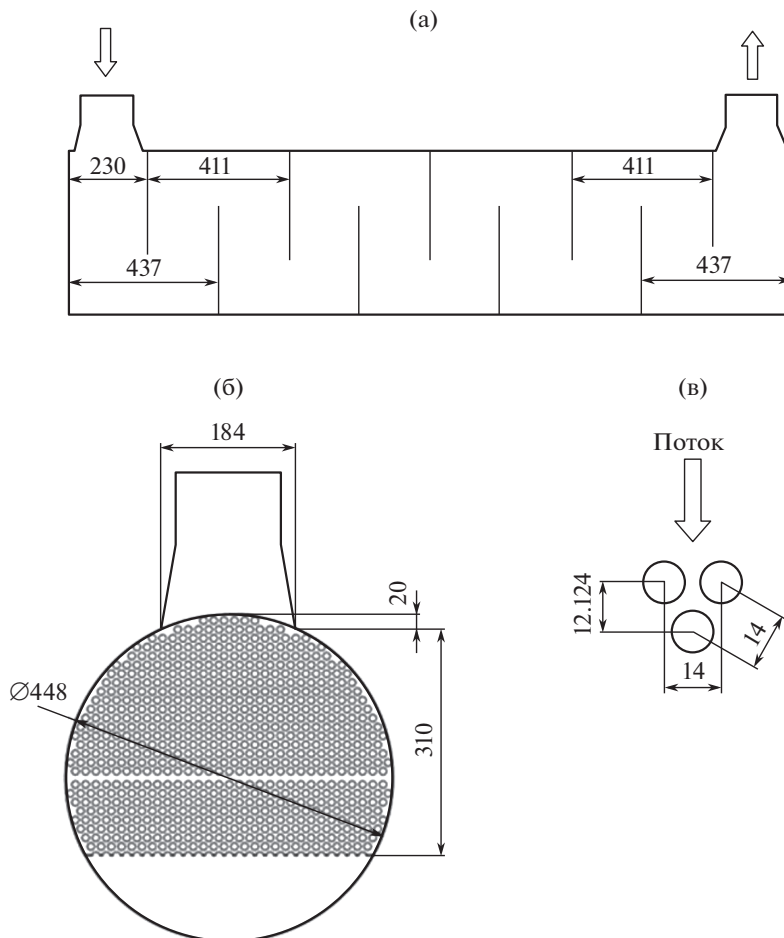


Рис. 1. Схема охладителя пресной воды: (а) – схема потока в опреснителе; (б) – трубный пучок; (в) – ячейка трубного пучка.

новению гидроупругой неустойчивости, является важной характеристикой для проектировщиков теплообменников, и ее можно рассматривать как предельно допустимую скорость потока.

В статье на основе существующих норм расчета вибраций и прочностных характеристик теплообменных труб [3–6] показана последовательность расчета работоспособности охладителя пресной воды, для этого использованы следующие расчеты: 1) расчет скорости потока; 2) расчет вибромеханических характеристик: момент инерции поперечного сечения труб, присоединенные массы среды I и II контуров, собственные частоты трубы, логарифмический декремент колебаний; 3) расчет амплитуд вибрации труб при турбулентном возбуждении; 4) расчет амплитуд вибрации труб при срыве вихрей; 5) расчет допустимых напряжений; 6) расчет напряжений в сварных швах; 7) расчет гидроупругой неустойчивости. Расчеты проведены для охладителя пресной воды, схема потока в межтрубном пространстве для которого приведена на рис. 1.

Таблица 1. Исходные данные для расчета

| | |
|--|------------------------|
| Внешний диаметр трубы D , м | 0.01 |
| Внутренний диаметр трубы d , м | 0.007 |
| Плотность материала трубы ρ_T , кг/м ³ | 4490 |
| Плотность среды первого контура ρ_I , кг/м ³ | 1020 |
| Плотность среды второго контура ρ_{II} , кг/м ³ | 993 |
| Давление в первом контуре p_I , Па | 6.4×10^6 |
| Давление во втором контуре p_{II} , Па | 1.0×10^6 |
| Коэффициент Пуассона материала труб ν_{II} | 0.32 |
| Динамическая вязкость второго контура ν_{II} , м ² /с | 0.7×10^{-6} |
| Кинематическая вязкость второго контура μ_{II} , Па с | 0.695×10^{-3} |
| Модуль упругости материала труб E , Па | 1.1×10^{11} |
| Максимальная длина свободного пролета труб l , м | 0.437 |
| Расход среды первого контура G_I , кг/ч | 100000 |
| Расход среды второго контура G_{II} , кг/ч | 100000 |
| Количество труб n | 876 |

Расчет проводится по исходным данным (табл. 1).

Расчет скорости потока. Наиболее нагруженными будут трубы на входе потока в охладитель, поэтому определяем скорость набегающего потока для сечения входа и скорость потока в межтрубном пространстве при расходе среды 100 т/ч.

Скорость набегающего потока w рассчитывается по формуле

$$w = \frac{G_{II}}{3600 f \rho_{II}},$$

где f – площадь входа потока жидкости при диаметре $D_{вх} = 0.184$ м,

$$f = \pi \frac{D_{вх}^2}{4} = \pi \frac{0.184^2}{4} = 0.027 \text{ м}^2.$$

Если $w_{IIH} = \frac{100\,000}{3600 \times 0.027 \times 993} = 1.052$ м/с, при поперечном шаге пучка $S_1 = 0.014$ м, скорость в межтрубном пространстве

$$w_{IIHC} = w_{IIH} \frac{S_1}{S_1 - d} = 1.052 \frac{0.014}{0.014 - 0.01} = 3.682 \text{ м/с}.$$

Расчет вибромеханических характеристик. Рассчитаем вибромеханические характеристики труб для параметров, приведенных в табл. 1.

Момент инерции поперечного сечения

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64} (0.01^4 - 0.007^4) = 3.73 \times 10^{-10} \text{ м}^4.$$

Полная масса единицы длины трубы складывается из массы единицы длины незаполненной трубы и присоединенных масс сред первого и второго контуров [3]

$$M = m_T + m_I + m_{II}. \quad (1)$$

Масса единицы длины незаполненной трубы

$$m_T = \rho_T \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = 4490 \frac{\pi}{4} (0.01^2 - 0.007^2) = 0.18 \frac{\text{кг}}{\text{м}},$$

где A_I – объем среды первого контура на единицу длины трубы.

$$A_I = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} \times 0.007^2 = 3.848 \times 10^{-5} \text{ м}^3/\text{м}.$$

Присоединенная масса среды первого контура на единицу длины трубы

$$m_I = \rho_I A_I = 1020 \times 3.848 \times 10^{-5} = 0.039 \text{ кг/м}.$$

Присоединенная масса среды второго контура на единицу длины трубы

$$m_{II} = \chi \rho_{II} A_{II},$$

где A_{II} – объем среды II, вытесняемый единицей длины трубы; χ – коэффициент присоединенной массы.

$$A_{II} = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} \times 0.01^2 = 7.854 \times 10^{-5} \frac{\text{м}^3}{\text{м}}.$$

Для пучков с $S_I/D = 1.4 > 1.2$ коэффициент присоединенной массы

$$\chi = \frac{1 + (D/D_{яч})^2}{1 - (D/D_{яч})^2}.$$

Для шахматного пучка [3]

$$D_{яч} = 1.05 S_I = 1.05 \times 0.014 = 0.015 \text{ м},$$

$$\chi = \frac{1 + (0.01/0.015)^2}{1 - (0.01/0.015)^2} = 2.723,$$

$$m_{II} = 2.723 \times 993 \times 7.854 \times 10^{-5} = 0.212 \text{ кг/м}.$$

По формуле (1) полная масса единицы длины трубы $M = 0.431$ кг/м.

Расчет собственной частоты трубы [3, 7]. Влияние осевой нагрузки, избыточного давления и скорости сред определяется соотношением между параметром T и критической величиной T^*

$$T^* = \lambda^{*2} \frac{EI}{l^2}. \quad (2)$$

В случае жесткой заделки трубы с двух сторон $\lambda^* = 2\pi$ и тогда $T^* = 8637\text{Н}$ с учетом данных по конструкции (табл. 1).

В случае поперечного обтекания

$$T = -T_0 + m_I w_I^2 + (1 - 2\nu_{II})(\rho_I A_I - \rho_{II} A_{II}).$$

Ввиду малой разности температур теплоносителей продольное усилие, обусловленное температурными деформациями труб, T_0 принимается равным нулю и продольное в трубе $T = 0.012$ Н.

При жесткой заделке трубы с двух сторон и десяти пролетах $\lambda_1 = 3.205$ [3].

Первая собственная частота с погрешностью 10%

$$f_1 = \frac{\lambda_1^2}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EI}{M}} \sqrt{1 - \frac{T}{T^*}}, \quad (3)$$

$$f_1 = \frac{3.205}{2\pi \times 0.2055^2} \sqrt{\frac{1.1 \times 10^{11} \times 3.73 \times 10^{-10}}{2\pi \times 0.2055}} \sqrt{1 - \frac{0.012}{8637}} = 381 \text{ Гц}.$$

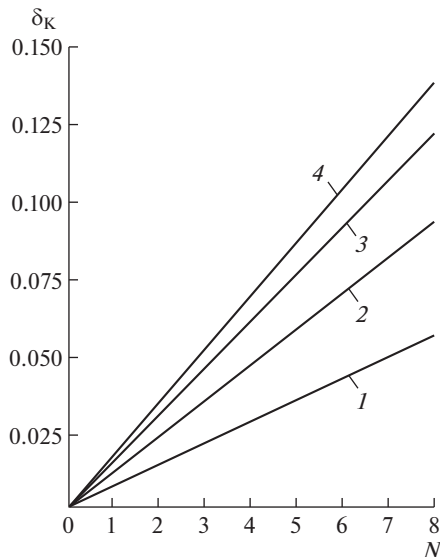


Рис. 2. Оценочная зависимость декремента колебаний δ_K для труб из различных материалов от числа пролетов N при $\frac{h}{D} \leq 0.5$: 1 – из углеродистой стали; 2 – из мельхиора; 3 – из титанового сплава; 4 – из нержавеющей стали.

Расчет логарифмического декремента колебаний [5]. Логарифмический декремент колебаний состоит из двух частей обусловленного конструкционным и гидродинамическим демпфированием (4)

$$\delta = \delta_K \sqrt{\frac{m_T}{M}} + \delta_\Gamma. \quad (4)$$

Логарифмический декремент колебаний δ_K вследствие конструкционного демпфирования определяется по графику на рис. 2.

В соответствии с рис. 2 [5] логарифмический декремент колебаний вследствие конструкционного демпфирования при десяти пролетах $\delta_K = 0.156$.

Логарифмический декремент колебаний, обусловленный гидродинамическим демпфированием [5]

$$\delta_\Gamma = \frac{1}{2} \cdot \frac{\xi}{M f_1}. \quad (5)$$

При колебаниях одиночной трубы в неограниченном объеме жидкости коэффициент гидродинамического демпфирования

$$\xi_0 = \frac{2\pi\mu_{II}D}{\sqrt{v_{II}/\pi f_1}} - \frac{1 + \exp\left(-\frac{8\sqrt{4v_{II}\pi f_1}}{\xi_{II} w_{II}}\right)}{1 - \exp\left(-\frac{8\sqrt{4v_{II}\pi f_1}}{\xi_{II} w_{II}}\right)}, \quad (6)$$

где ξ_{II} – коэффициент гидравлического сопротивления, рассчитываемый согласно [5].

Геометрические характеристики пучка. Поперечный шаг $S_1 = 14$ мм, продольный шаг $S_2 = 12.124$ мм, $d = 10$ мм, параметры для расчета гидравлического сопротивления

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{d} = \frac{14}{10} = 1.4, \quad \sigma_2 = \frac{S_2}{d} = \frac{12.124}{10} = 1.12,$$

$$\psi = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1} = \frac{1.4 - 1}{1.12 - 1} = 3.33.$$

Для расхода 100 т/ч число Рейнольдса по скорости в сжатом сечении

$$Re = \frac{w_{\text{ПС}}^2 d}{\nu_{\text{II}}} = \frac{3.682 \times 0.01}{0.7 \times 10^{-6}} = 52630.$$

Коэффициент гидравлического сопротивления ряда пучка [5]

$$\xi_{\text{II}} = C_s Re^{-0.27}.$$

Для пучков с $1.7 \leq \psi \leq 6.5$ и $\sigma_1 < 1.44$

$$C_s = [0.44 + (1.44 - \sigma_1)](\psi + 1)^2,$$

$$C_s = [0.44 + (1.44 - 1.4)](3.33 + 1)^2 = 8.99, \quad (7)$$

$$\xi_{\text{II}} = 8.99 \times 52630^{-0.27} = 0.479.$$

С учетом данных табл. 1 и в соответствии с формулами (6), (7) коэффициент гидродинамического демпфирования одиночной трубы

$$\zeta_0 = 2.318.$$

Для пучков труб с $S_1/D = 1.4 > 1.2$ коэффициент гидродинамического демпфирования будет

$$\zeta = \zeta_0 \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{D}{D_{\text{ЯЧ}}}\right)^2\right]^2} = 2.318 \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{0.01}{0.015}\right)^2\right]^2} = 8.031,$$

и в соответствии с (4) и (5) логарифмический декремент колебаний, обусловленный гидродинамическим демпфированием, и логарифмический декремент общий будут соответственно

$$\delta_{\Gamma} = \frac{1}{2} \frac{\zeta}{M f_1} = \frac{1}{2} \frac{8.031}{0.431 \times 381} = 0.024,$$

$$\delta = \delta_{\text{К}} \sqrt{\frac{m_{\Gamma}}{M}} + \delta_{\Gamma} = 0.156 \sqrt{\frac{0.18}{0.431}} + 0.024 = 0.125. \quad (8)$$

Расчет амплитуд вибрации труб при турбулентном возбуждении. Расчет вибраций труб, возбуждаемых турбулентными пульсациями, проведен согласно нормам [3, 4]. Для шахматного пучка при $S_1/D = 1.4 > 1.15$. Число Струхала

$$Sh = x \left\{ 0.2 + \exp \left[-0.44 (S_1/D)^{1.8} \right] \right\}, \quad \text{где } x = 0.9,$$

$$Sh = x \left\{ 0.2 + \exp \left[-0.44 (0.014/0.01)^{1.8} \right] \right\} = 0.582.$$

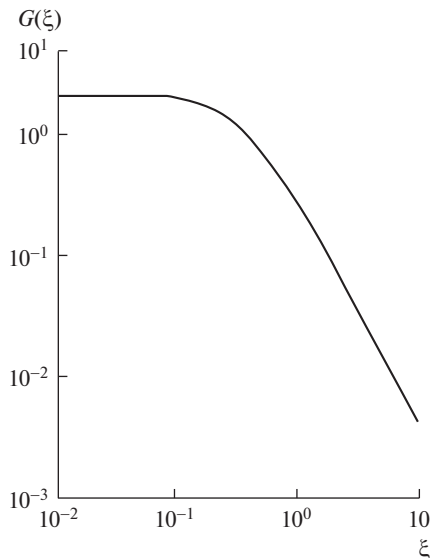


Рис. 3. Нормированный энергетический спектр пульсаций скорости.

В соответствии с [4] максимальная амплитуда определяется по формуле (9)

$$y_{\text{турб}}^{\max} = 0.06 \frac{\rho_{\text{II}} D^2}{M} \sqrt{\left(\frac{\bar{u}}{f_1}\right)^3 \left(\frac{C_D^2}{\delta / \text{Sh}}\right) G(\xi)}, \quad (9)$$

где $G(\xi)$ – нормированный энергетический спектр пульсаций скорости определяется по рис. 3 для параметра $\xi = \frac{f_1 D}{\text{Sh} \bar{u}} = \frac{381 \times 0.01}{0.582 \times 3.682} = 1.778$ и равен $G(\xi) = 0.12$.

Для $10^4 < \text{Re} < 5 \times 10^4$ [4]: $C_D = 296 \text{Re}^{-0.65} = 296 \times 52630^{-0.65} = 0.25$, тогда используя (9), получаем

$$y_{\text{турб}}^{\max} = 0.06 \frac{993 \times 0.01^2}{0.431} \sqrt{\left(\frac{3.682}{381}\right)^3 \left(\frac{0.25^2}{0.12 \times 0.2055 \times 0.582}\right)} 0.12 = 0.94 \times 10^{-5} \text{ м.}$$

Расчет амплитуд вибрации труб при срыве вихрей. Максимальная амплитуда вынужденных колебаний труб рассчитывается по формуле [3, 4]

$$y_{\text{вихр}} = \frac{C_y D \rho_{\text{II}} \frac{\bar{u}^2}{2}}{4\pi^2 f_1^2 M \sqrt{\left[1 - \left(\frac{f_P}{f_1}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\delta}{\pi}\right)^2 \left(\frac{f_P}{f_1}\right)^2}}. \quad (10)$$

Частота гидродинамической силы (частота срыва вихрей)

$$f_P = \text{Sh} \frac{\bar{u}}{D} = 0.582 \frac{3.682}{0.01} = 214 \text{ Гц.}$$

Коэффициент подъемной силы для первого ряда пучка $C_y = 0.7$ [1, 2].

Максимальная амплитуда вынужденных колебаний рассчитывается по формуле (10) с учетом данных табл. 1 и определенных ранее параметров будет $y_{\text{вихр}} = 2.791 \times 10^{-5}$ м. Максимальная амплитуда вибраций определяется по формуле (11)

$$y_{\text{max}} = \sqrt{(y_{\text{max}}^{\text{вихр}})^2 + y_{\text{турб}}^{\text{max}2}} = \sqrt{(2.791 \times 10^{-5})^2 + (0.94 \times 10^{-5})^2} = 2.95 \times 10^{-5} \text{ м.} \quad (11)$$

Расчет допустимых напряжений. Согласно Н-ППУ-01 [6], циклическая прочность для титановых сплавов рассчитывается с запасом по напряжениям и по циклам.

Частота возмущающей силы для расхода 100 т/ч $f_p = 214$ Гц. При полном назначенном ресурсе в 120000 часов количество циклов рабочей нагрузки

$$N = 120\,000 \times 3600 \times 214 = 9.26 \times 10^{10}.$$

Допускаемая амплитуда напряжений [6] с коэффициентом запаса по напряжениям

$$[\sigma_{aF}] = \frac{E^T e_c^T}{n_\sigma (0.1[N])^m} + \frac{R_c^T}{n_\sigma \left[(4[N])^{0.053} + \frac{1+r}{1-r} \right]}. \quad (12)$$

Допускаемая амплитуда напряжений [6] с коэффициентом запаса по циклам

$$[\sigma_{aF}] = \frac{E^T e_c^T}{(0.1n_N [N])^m} + \frac{R_c^T}{(4n_N [N])^{0.053} + \frac{1+r}{1-r}}. \quad (13)$$

Для ПТ-7М

$$m = 0.8, \quad \text{где} \quad e_{ct}^T = 0.002Z_t^T, \quad Z_t^T = 27.5\%,$$

$$e_{ct}^T = 0.002 \times 27.5 = 0.055, \quad E^T = 110 \text{ ГПа}, \quad n_\sigma = 2, \quad n_N = 4.$$

$$R_c^T = \min \{ R_m^T, R_{mt}^T \}, \quad R_m^T = 444 \text{ МПа}, \quad R_{mt}^T = 385 \text{ МПа}.$$

Сила, возникающая вследствие отрыва вихрей, изменяется по синусоидальному закону [1]. Коэффициент асимметрии цикла принимается $r = -1$, тогда, используя (12) и (13), получаем

$$[\sigma_{aF}] = \frac{110 \times 10^9 \times 0.055}{2 \left(0.1 \left[9.2610^{10} \right] \right)^{0.8}} + \frac{385 \times 10^6}{2 \left[\left(4 \left[9.2610^{10} \right] \right)^{0.053} + \frac{1+(-1)}{1-(-1)} \right]} = 47.16 \times 10^6 \text{ Па},$$

$$[\sigma_{aF}] = \frac{110 \times 10^9 \times 0.055}{2 \left(0.1 \left[9.2610^{10} \right] \right)^{0.8}} + \frac{385 \times 10^6}{\left[\left(4 \times 4 \left[9.2610^{10} \right] \right)^{0.053} + \frac{1+(-1)}{1-(-1)} \right]} = 87.64 \times 10^6 \text{ Па}.$$

Допускаемые напряжения $[\sigma_{aF}] = 47.17$ МПа.

Расчет напряжений в сварных швах. Для трубки, жестко закрепленной со стороны трубной доски и свободно опирающейся в поперечной перегородке, напряжения в месте заделки

$$\sigma = \frac{24y_{\text{max}}EI}{l^2W}, \quad (14)$$

$$W = 7.46 \times 10^{-8} \text{ м}^3.$$

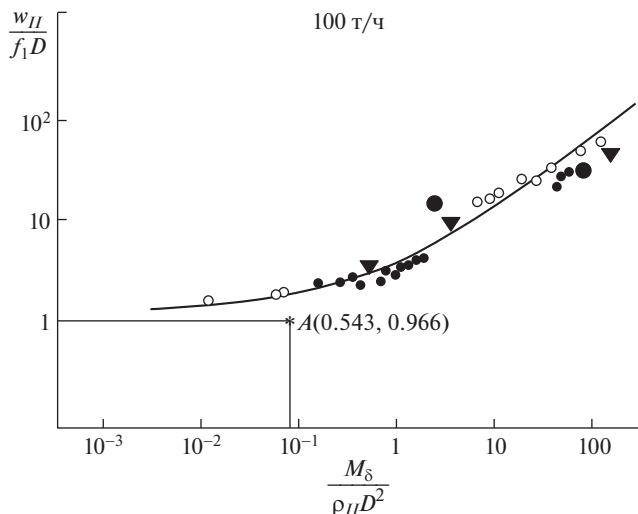


Рис. 4. Кривая гидроупругой неустойчивости.

Напряжения в сварном шве носят касательный характер. При эффективном коэффициенте концентрации напряжений углового шва [7] напряжения, возникающие в месте приварки теплообменной трубки и трубной доски: $\tau = 4.5\sigma$.

В соответствии с (14) напряжения в месте заделки $\sigma = 8.98$ Мпа и в сварном шве $\tau = 4.5 \times 8.98 = 40.42$ Мпа. Условия прочности для исследуемой конструкции при расходе жидкости 100 т/ч выполняются (напряжения в сварном шве 40.42 Мпа, а допускаемые 47.16 Мпа).

Расчет критической скорости гидроупругого возбуждения. Вибрации при гидроупругом возбуждении возникают по достижении некоторой критической скорости потока, и по мере дальнейшего повышения скорости амплитуда вибраций может значительно увеличиться. В отличие от случая резонансных колебаний труб, вызванных, например, срывом вихрей, повышение скорости потока при гидроупругой неустойчивости приведет не к снижению амплитуды вибраций до приемлемого уровня, а к разрушению труб. Поэтому критическая скорость, соответствующая возникновению гидроупругой неустойчивости, является чрезвычайно важной характеристикой для проектировщиков теплообменников, и ее можно рассматривать как предельно допустимую скорость потока.

На рис. 4 приведены зоны устойчивости и неустойчивости. Данные взяты из различных экспериментов и расчетов для пучков с густотой S_1/D от 1.3 до 2.0. Выше границы кривой – зона гидроупругой неустойчивости, ниже зона устойчивости. На рис. 4 приведена кривая, построенная по результатам работ [8–12]. Для нашего пучка рассчитаем параметры для нанесения на графики (рис. 4) при расходе 100 т/час

$$\text{параметр } \frac{M\delta}{\rho_T D^2} = (0.431 \times 0.125) / (993 \times 0.01^2) = 0.543,$$

$$\text{параметр } \frac{w_{II}}{f_I D} = 3.68 / (381 \times 0.01) = 0.966.$$

На рис. 4 для рассматриваемого пучка при расходе 100 т/час нанесена точка-звездочка А. Полученный результат свидетельствует, что мы в зоне устойчивости,

но с минимальным запасом. При расчете по [3] критическая скорость равна 3.36 м/с, а исследуемая скорость в зазоре составляет 3.68 м/с, т.е. мы выходим в зону неустойчивости. Результаты на рис. 4 более современные и хорошо согласуются с численным экспериментом методом вязких вихревых доменов [10], поэтому можно считать, что мы почти на границе зоны гидроупругой неустойчивости.

Расчет допустимой скорости потока является обязательной частью расчета работоспособности теплообменного оборудования.

Выводы. 1. В статье определены основные вибрационные характеристики теплообменных труб охладителя пресной воды. **2.** На основе обобщения данных существующих норм расчета теплообменного оборудования дана последовательная методика расчета максимальных амплитуд колебаний труб, напряжений в месте заделки трубы в трубной доске, напряжений в сварных швах. **3.** Определены допустимые напряжения для конкретных титановых сплавов и сварных швов. **4.** Расчеты проведены для конкретного теплообменного оборудования с исходными данными, согласно табл. 1, тем самым показано, что настоящая статья может служить методичкой для расчета работоспособности данного класса конструкций. **5.** Для расхода воды 100 т/ч конструкция данного охладителя пресной воды признана работоспособной, но даже повышение расхода воды на 20% приведет к появлению гидроупругой неустойчивости и эксплуатация конструкции станет невозможной.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Динамика конструкций гидроаэроупругих систем / Под ред. С.М. Каплунова, Л.В. Смирнова. М.: Наука, 2002. 397 с.
2. *Шишкин Б.В.* Прочность и вибрация кожухотрубчатых теплообменных аппаратов. Учеб. пособие. Комсомольск-на-Амуре: ФГБОУ ВПО "КНАГТУ", 2013. 142 с.
3. Парогенераторы АЭС. Расчет вибраций теплообменных труб РТМ 108.302.03-86.
4. Методические указания. Методы оценки вибрационных характеристик трубных систем регенеративных подогревателей низкого давления и подогревателей сетевой воды РД.24.271.01-88.
5. Методика и зависимости для теоретического расчета теплообмена и гидравлического сопротивления теплообменного оборудования АЭС РТМ.24.031.05-72.
6. Нормы расчета на прочность элементов оборудования и трубопроводов корабельных атомных паропроизводящих установок с водо-водяными реакторами Н-ППУ-01.
7. *Кушнарченко В.М., Ренях В.С., Чикров Е.Ю., Кушнарченко Е.В.* Дефекты и повреждения деталей и конструкций: Монография. Оренбург: Оренбургский госуниверситет. 2011. 402 с.
8. *Li W., Zhang X.-C., Li X.-G.* Calculation of Heat Exchanger Flow Area and Its Influence on Structural Design // Petrochemical Equipment. 2019. V. 48 (5). P. 76.
9. *Lagrange R., Piteau P., Delaune X., Antunes J.* Fluid Elastic coefficients in single phase cross flow: Dimensional analysis, direct and indirect experimental methods // American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publications) PVP 4, A028, 2019.
10. *Каплунов С.М., Вальес Н.Г., Самольсов А.В., Марчевская О.А.* Определение критических параметров обтекания пучка труб методом численного эксперимента // Теплоэнергетика. 2015. № 8. С. 57.
11. *Chen S.S., Jendrzejczyk J.A.* Experiment and Analysis of Instability of Tube Rows Subject to Liquid Cross Flow. ASME // Journal of Applied Mechanics. 1982. V. 104. P. 704.
12. *Tanaka H., Takahara S., Kagava K., Ota K.* Study on fluidelastic vibration of tube arrays using modal analyses technique // Mitsubishi Heavy Industries Technical Review. 1980. № 2. P. 97.