

УДК 66.021.4

Кустов Борислав Олегович,

аспирант кафедры МАХП,

e-mail: fresh_33@mail.ru

ФГБОУ ВО «Ангарский государственный технический университет»,

e-mail: fresh_33@mail.ru

Кустова Наталья Михайловна,

e-mail: fresh_33@mail.ru

обучающаяся, ФГБОУ ВО «Ангарский государственный технический университет»,

e-mail: fresh_33@mail.ru

Бальчугов Алексей Валерьевич,

д.т.н., профессор кафедры МАХП,

ФГБОУ ВО «Ангарский государственный технический университет»,

e-mail: balchug@mail.ru

РАЗРАБОТКА ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПЛОСКОЛОПАСТНОЙ КРЫЛЬЧАТКИ ТЕПЛООБМЕННИКА

Kustov B.O., Kustova N.M., Balchugov A.V.

DEVELOPMENT OF A LABORATORY UNIT FOR HYDRODYNAMIC STUDIES OF A FLAT-BLADE IMPELLER OF A HEAT EXCHANGER

Аннотация. Выполнен расчет лабораторной крыльчатки, предназначенной для интенсификации теплопередачи в трубчатом теплообменнике. Показано, что в результате трения частота вращения ротора снижается в сравнении с идеальной частотой на 9,4%.

Ключевые слова: крыльчатка, вращение трубы, интенсификация теплопередачи.

Abstract. The calculation of the laboratory impeller designed for the intensification of heat transfer in a tubular heat exchanger. It is shown that as a result of friction, the rotor speed decreases in comparison with the ideal frequency by 9.4%.

Keywords: impeller, rotation of the tube, the intensification of heat transfer.

В патенте [1] предложена новая конструкция аппарата воздушного охлаждения, в котором теплообменные трубки приводятся во вращение за счет кинетической энергии потока жидкости с помощью крыльчаток, расположенных внутри труб. Вращение теплообменных труб позволит турбулизовать поток в трубном и межтрубном пространстве и повысить интенсивность теплопередачи. В связи с этим актуальными являются экспериментальные исследования с целью определения зависимости частоты вращения ротора крыльчатки от расхода жидкости в трубе.

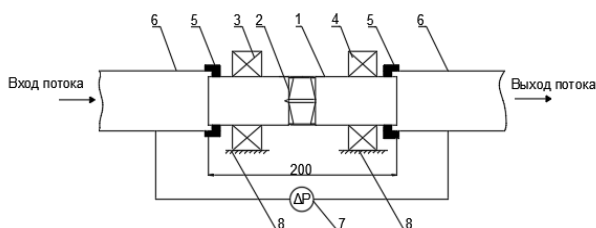


Рисунок 1 – Схема лабораторной установки: 1 – труба; 2 – крыльчатка (гидротурбина); 3 – подшипник опорный; 4 – подшипник упорный; 5 – манжетное уплотнение; 6 – шланг; 7 – дифманометр; 8 – опора

Для выполнения данных гидродинамических исследований необходимо разработать специальную лабораторную установку, принципиальная схема которой изображена на рис. 1.

Выполним проектировочный расчет крыльчатки (гидротурбины) для данной лабораторной установки. По рекомендациям [2] будем использовать плоскостную крыльчатку, которая широко используется для измерения расхода жидкости в тахометрических расходомерах. При этом ось крыльчатки совпадает с осью трубы, а концы лопастей крыльчатки жестко крепятся к внутренним стенкам трубы.

Исходные данные для расчета лабораторной крыльчатки (гидротурбины): внутренний диаметр трубы $D_{тр}=0,033$ м, наружный диаметр трубы $D_{н}=0,035$ м, длина трубы $l=0,2$ м; наружный диаметр ротора $D_p=0,033$ м, объемный расход воды через трубу $V=2$ м³/ч, температура воды 20°C, коэффициент кинематической вязкости воды $\nu=10^{-6}$ м²/с.

Проектировочный расчет крыльчатки выполняется в следующей последовательно-

сти по литературным источникам [2, 3].
Диаметр ступицы:

$$D_{cm} \approx 0,5 \cdot D_p = 0,5 \cdot 0,033 \approx 0,016 \text{ м.}$$

Высота лопасти:

$$h_n = 0,5 \cdot (D_p - D_{cm}) = 0,5 \cdot (0,033 - 0,016) = 0,0085 \text{ м.}$$

По рекомендации [2, стр. 271] установочный угол ротора $\beta_p = 45^\circ$.

Радиус ротора:

$$r_p = \frac{D_p}{2} = 0,0165 \text{ м.}$$

Среднеквадратичный диаметр ротора:

$$\bar{D} = \left(\frac{D_p^2 + D_{cm}^2}{2} \right)^{0,5} = \left(\frac{0,033^2 + 0,016^2}{2} \right)^{0,5} = 0,0259 \text{ м.}$$

Среднеквадратичный радиус ротора:

$$\bar{r} = \frac{\bar{D}}{2} = 0,01295 \text{ м.}$$

Радиус ступицы:

$$r_{cm} = \frac{D_{cm}}{2} = 0,008 \text{ м.}$$

Ход винтовой поверхности, образующей лопасти:

$$H = \frac{\pi \cdot \bar{D}}{\text{ctg} \beta_p} = \frac{3,14 \cdot 0,0259}{1} = 0,081 \text{ м.}$$

Внутренний радиус трубы:

$$r_{mp} = \frac{D_{mp}}{2} = 0,0165 \text{ м.}$$

По рекомендации [2, стр. 271] число лопастей принимается $z=5$.

По графику на рис. 148 [2] при $\beta_p = 45^\circ$ определяется шаговое перекрытие $p=0,45$.

Шаг решетки лопастей:

$$t = \frac{\pi \cdot \bar{D}}{z} = \frac{3,14 \cdot 0,0259}{5} = 0,016 \text{ м.}$$

Хорда лопасти:

$$b = \frac{p \cdot t}{\cos \beta_p} = \frac{0,45 \cdot 0,016}{0,707} = 0,0102 \text{ м.}$$

Длина решетки:

$$l_n = b \cdot \sin \beta_p = 0,0102 \cdot 0,707 = 0,008 \text{ м.}$$

Из конструктивных соображений примем $l_n=0,01$ м, тогда хорда лопасти $b=0,014$ м.

Густота решетки:

$$\tau = \frac{b}{t} = \frac{0,014}{0,016} = 0,875$$

По рекомендации [2] толщина лопасти составит: $h_n=0,001$ м.

Косая толщина лопасти:

$$h_m = \frac{h_n}{\sin \beta_p} = \frac{0,001}{0,707} = 0,0014 \text{ м}$$

Выполним расчет частоты вращения крыльчатки с трубой при заданном расходе воды с учетом всех потерь на трение.

В установившемся режиме при постоянном расходе жидкости уравнение движения крыльчатки можно записать в виде [2]:

$$M_o = M_n + M_y + M_{mp} + M_m, \quad (1)$$

где M_o – движущий ротор момент, Н·м; M_n – момент трения в подшипниках, Н·м; M_y – момент трения в уплотнениях, Н·м; M_{mp} – момент вязкого трения между вращающейся трубой и потоком, Н·м; M_m – момент вязкого трения между вращающимся ротором и потоком, Н·м.

Движущий плосколопастной ротор момент рассчитывается по уравнению из [4]:

$$M_o = \pi \cdot \rho \cdot C \cdot V \cdot \bar{D}^2 \cdot \left(\frac{V}{S \cdot H} - n \right), \quad (2)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³; C – коэффициент; V – объемный расход воды через трубу, м³/с; S – площадь живого сечения потока в плоскости, перпендикулярной оси ротора, м²; n – частота вращения ротора, об/с. Входящие в уравнение (2) величины определяются по следующим уравнениям:

$$C = \frac{\frac{m \cdot \tau}{2} \sin \beta_p}{1 + \frac{m \cdot \tau}{2} \sin \beta_p} = \frac{\frac{2,83 \cdot 0,875}{2} \cdot \sin \beta_p}{1 + \frac{2,83 \cdot 0,875}{2} \cdot \sin \beta_p} = 0,467$$

$$S = \frac{\pi \cdot D_{mp}^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{cm}^2}{4} - z \cdot h_m \cdot h_n = 0,000584 \text{ м}^2,$$

коэффициент m :

$$m = \pi \cdot \chi = 3,14 \cdot 0,9 = 2,83,$$

коэффициент χ определяется по графику на рис. 11 [4, стр. 23].

После подстановки значений величин в уравнение (2) получим выражение для движущего плосколопастной ротор момента:

$$M_o = 0,006405 - 5,454 \cdot 10^{-4} \cdot n, \quad (3)$$

Выполним расчет момента трения в подшипниках по методикам [3, 5]. В лабораторной установке (рисунок 1) предусмотрены две подшипниковые опоры для вращающейся трубы. Первая опора (по ходу потока воды) – фиксирующая, вторая – «плавающая». Тип подшипников выбираем по конструктивным соображениям – это шариковый однорядный подшипник типа 0000 с $d=0,035$

м [5] (рисунок 2). Статическая грузоподъемность $C_0=3000$ Н [5].

Радиальное усилие, действующее на трубу от веса трубы, турбины и воды, содержащейся в трубе:

$$K_r = g \cdot G = 9,81 \cdot 0,411 = 4,03 \text{ Н}, \quad (4)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; G – масса трубы с крыльчаткой и водой, кг.

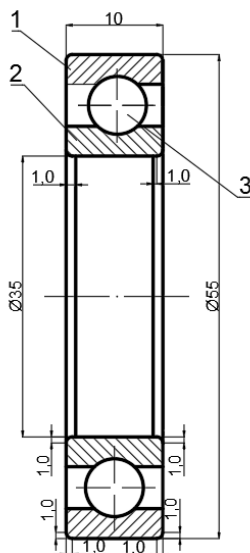


Рисунок 2 – Шариковый радиальный однорядный подшипник: 1 – кольцо наружное; 2 – кольцо внутреннее; 3 – шар.

Масса трубы:

$$m_{mp} = \frac{\pi \cdot (D_{H,mp}^2 - D_{mp}^2)}{4} \cdot l \cdot \rho_{mp} = 0,191 \text{ кг.}$$

Масса воды в трубе:

$$m_e = \frac{\pi \cdot D_{mp}^2}{4} \cdot l \cdot \rho = \frac{3,14 \cdot 0,033^2}{4} \cdot 0,2 \cdot 998 = 0,17 \text{ кг.}$$

Масса крыльчатки: $m_m=0,05$ кг.

Масса трубы с крыльчаткой и водой:

$$G = m_{mp} + m_m + m_e = 0,191 + 0,05 + 0,17 = 0,411 \text{ кг.} \quad (5)$$

Радиальная нагрузка на первую (по ходу потока) подшипниковую опору:

$$F_{r1} = 0,5 \cdot K_r = 0,5 \cdot 4,03 = 2,015 \text{ Н}, \quad (6)$$

Радиальная нагрузка на вторую (по ходу потока) подшипниковую опору:

$$F_{r2} = 0,5 \cdot K_r = 0,5 \cdot 4,03 = 2,015 \text{ Н}, \quad (7)$$

Осевая нагрузка на подшипники определяется по уравнению из работы [3]:

$$F_a = \frac{\rho \cdot S_0 \cdot F_{II} \cdot \lambda \cdot V^2}{8 \cdot F_0^3}, \quad (8)$$

где S_0 – площадь поверхности трения каналов, образованных лопатками ротора, стен-

ками трубы и стенками ступицы крыльчатки, м²; F_{II} – площадь, на которую действует перепад давления в крыльчатке, м²; λ – коэффициент трения; $F_0=S$ – площадь поперечного сечения каналов, образованных лопатками ротора, стенками трубы и стенками ступицы, м². Входящие в уравнение (8) величины определяются так:

$$S_0 = 2 \cdot z \cdot F_a + F_{cm} + F_{mp}, \quad (9)$$

где F_a – площадь одной боковой поверхности лопасти, м²; F_{cm} – площадь боковой поверхности ступицы, м²; F_{mp} – площадь внутренней стенки трубы в границах турбины, м².

$$F_{cm} = l_a \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot r_{cm} - \frac{z \cdot h_n}{\sin \beta_p} \right), \quad (10)$$

$$F_{cm} = 0,01 \cdot \left(2 \cdot 3,14 \cdot 0,008 - \frac{5 \cdot 0,001}{0,707} \right) = 4,317 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

$$F_{mp} = l_a \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot r_p - \frac{z \cdot h_n}{\sin \beta_p} \right), \quad (11)$$

$$F_{mp} = 0,01 \cdot \left(2 \cdot 3,14 \cdot 0,0165 - \frac{5 \cdot 0,001}{0,707} \right) = 9,66 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

$$F_a = l_a \cdot \left(\frac{r_p - r_{cm}}{\sin \beta_p} \right), \quad (12)$$

$$F_a = 0,01 \cdot \left(\frac{0,0165 - 0,008}{0,707} \right) = 1,202 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, \quad (13)$$

$$S_0 = 2 \cdot 5 \cdot 1,202 \cdot 10^{-4} + 4,317 \cdot 10^{-4} + 9,66 \cdot 10^{-4} = 25,997 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

$$F_{II} = \pi \cdot r_p^2 = 3,14 \cdot 0,0165^2 = 8,55 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \quad (14)$$

Коэффициент трения для турбулентного режима [4]:

$$\lambda = \frac{0,074}{\sqrt[3]{\text{Re}}} = \frac{0,074}{\sqrt[3]{13476}} = 0,011 \text{ м}^2. \quad (15)$$

Критерий Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot l_a}{\nu \cdot \sin \beta_p} = \frac{0,953 \cdot 0,01}{10^{-6} \cdot 0,707} = 134764.$$

Скорость жидкости в каналах, образованных лопатками ротора, стенками трубы и стенками ступицы:

$$w = \frac{V}{S} = \frac{2}{3600 \cdot 5,84 \cdot 10^{-4}} = 0,953 \text{ м/с.} \quad (16)$$

$$\text{Тогда: } F_a = 0,0047 \text{ Н.} \quad (17)$$

Так как $\frac{F_a}{F_{r1,2}} < 0,22$, то (18)

$$P = F_r, \quad (19)$$

где P – эквивалентная нагрузка на подшипник, Н [6, стр. 363].

Эквивалентная нагрузка на первый (по ходу потока) подшипник:

$$P_1 = 2,015 \text{ Н.} \quad (20)$$

Эквивалентная нагрузка на второй (по ходу потока) подшипник:

$$P_2 = 2,015 \text{ Н.} \quad (21)$$

Момент трения в первом подшипнике:

$$M_{n1} = \mu \frac{P_1 \cdot D_n}{2} = 5,29 \cdot 10^{-5} \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (22)$$

где $\mu=0,0015$ – коэффициент трения[5].

Момент трения во втором подшипнике:

$$M_{n2} = \mu \frac{P_2 \cdot D_n}{2} = 5,29 \cdot 10^{-5} \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (23)$$

Момент трения в двух подшипниках:

$$M_n = M_{n1} + M_{n2} = 1,06 \cdot 10^{-4} \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (24)$$

Момент вязкого трения между вращающимся ротором и потоком определяется по уравнению из работы [4]:

$$M_m = \frac{\pi \cdot \rho \cdot \lambda \cdot l_n \cdot J \cdot V^2}{H \cdot S^2 \cdot \sin^2 \beta_p}, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (25)$$

Параметр J определяется по уравнению:

$$J = \frac{2}{3} \cdot z \cdot (r_p^3 - r_{cm}^3) + r_{cm}^2 (2 \cdot \pi \cdot r_{cm} - z \cdot h_m) \cdot \sin \beta_p + z \cdot r_p^2 \cdot h_m \cdot \sin \beta_p = 1,66 \cdot 10^{-5},$$

$$M_m = \frac{3,14 \cdot 998 \cdot 0,011 \cdot 0,01 \cdot 1,65 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{2}{3600}\right)^2}{0,081 \cdot 0,000584 \cdot \sin^2 \beta_p} = (26)$$

$$= 1,2716 \cdot 10^{-4} \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент трения между вращающейся трубой и потоком определяется по формуле из [4]:

$$M_{mp} = \frac{\rho \cdot \lambda \cdot r_{mp} \cdot F_{mp} \cdot V^2}{2 \cdot S_{mp}^2 \cdot \sin^2 \beta_p}, \quad (27)$$

где площадь внутренней поверхности трубы:

$$F_{mp} = \pi \cdot D_{mp} \cdot (l - l_n) = 0,0197 \text{ м}^2, \quad (28)$$

площадь поперечного сечения трубы:

$$S_{mp} = \frac{\pi \cdot D_{mp}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,033^2}{4} = 0,0008548 \text{ м}^2, \quad (29)$$

$$M_{mp} = \frac{998 \cdot 0,011 \cdot 0,0165 \cdot 0,0197 \cdot \left(\frac{2}{3600}\right)^2}{2 \cdot 0,0008548 \cdot \sin^2 \beta_p} = 3,767 \cdot 10^{-4} \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Для уплотнения соединений выбираем армированное манжетное уплотнение (рис. 3).

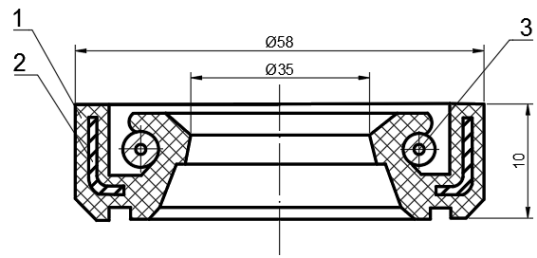


Рисунок 3 – Армированное манжетное уплотнение: 1 – резина; 2 – каркас; 3 – пружина.

Момент трения в манжетном уплотнении рассчитаем по уравнению из работы [7]:

$$M_y = \pi \cdot \frac{D_n^2}{2} \cdot l' \cdot f_y \cdot p_r',$$

где $p_r' = 2,7$ ат – контактное давление, которое определяется по рис. 44 источника [7, стр. 92]; $f_y = 0,76$ – коэффициент трения; l' – длина контактной линии уплотнения с трубой при избыточном давлении в трубе $p=0$ ат:

$$l' = 2,432 \cdot \Delta r = 2,432 \cdot 0,002 = 0,004864 \text{ м},$$

$\Delta r = 0,002$ м – радиальное обжатие уплотнения при сборке. Тогда:

$$M_y = 3,14 \cdot \frac{0,035^2}{2} \cdot 0,004864 \cdot 0,76 \cdot 2,7 = 1,92 \cdot 10^{-5} \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Момент трения в манжетах:

$$M_y = 2 \cdot M_{iy} = 3,84 \cdot 10^{-5} \text{ Н}\cdot\text{м}$$

После подстановки полученных значений момента трения в подшипниках (24), момента трения в уплотнениях (31), момента трения между вращающейся трубой и потоком (30), момента трения между вращающимся ротором и потоком (26), а также выражения (3) для движущего ротора момента в уравнение (1), получим значение частоты вращения крыльчатки с трубой при расходе воды по трубе $2 \text{ м}^3/\text{ч}$:

$$n = 10,6 \text{ об/с}.$$

Максимальная (идеальная) частота вращения ротора крыльчатки с трубой (при отсутствии потерь на трение) определяется по уравнению из работы [4]:

$$n_u = \frac{V}{S \cdot H} = \frac{2}{3600 \cdot 0,000584 \cdot 0,0813} = 11,7 \text{ об/с}$$

Таким образом, в результате трения частота вращения ротора снижается в сравнении с идеальной частотой на 9,4%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бальчугов А.В., Кустов Б.О., Бадеников А.В. Аппарат воздушного охлаждения. Патент на изобретение РФ №2705787. Приоритет от 24 июля 2019г.
2. Кремлевский П.П. Расходомеры и счетчики количества. Справочник. Л.: Машиностроение, 1989, с. 701.
3. Бобровников Г.Н., Камышев Л.А. Методическое руководство к лабораторной работе по курсу «Заправочные системы». М.: МГТУ, 1972.
4. Бошняк Л.Л., Бызов Л.Н. Тахометрические расходомеры. Л.: Машиностроение, 1968, с. 212.
5. Перель Л.Я., Филатов А.А. Подшипники качения. Справочник. М.: Машиностроение, 1992, с. 608.
6. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. М.: Машиностроение, 1983, с. 543.
7. Макаров Г.В. Уплотнительные устройства. Л.: Машиностроение, 1973, с. 232.

УДК 66-97:66.048.913:53.096

Литвинцев Юрий Игоревич,
ассистент кафедры «Химическая технология топлива»
ФГБОУ ВО «Ангарский государственный технический университет»,
e-mail.ru: litvincev_1991@mail.ru

СИНТЕЗ ФОСФОРИЛИРОВАННЫХ ПИРИДИНОВ И ИМИДАЗОЛОВ НА ОСНОВЕ ЭЛЕМЕНТНОГО ФОСФОРА

Litvintsev Yu.I.

SYNTHESIS OF PHOSPHORYLATED PYRIDINES AND IMIDAZOLES BASED ON ELEMENTAL PHOSPHORUS

Аннотация. Изучены реакции галогенсодержащих пиридинов, а также 1-Н- и 1-органилимидазолов с элементарным фосфором в присутствии сильных оснований, на основе которых синтезированы функциональные пиридилсодержащие фосфины, фосфиноксиды, а также гипофосфиты 1-Н- и 1-органил-3Н-имидазолия.

Ключевые слова: элементарный фосфор, пиридин, имидазол, «one-pot» синтез.

Abstract. The reactions of halogen-containing pyridines, as well as 1-H- and 1-organic imidazole's with phosphors based on strong bases, on the basis of which functional pyridyl-containing phosphines, phosphine oxides, as well as 1-H- and 1-organic-3H-imidazolium hypophosphites are studied, were studied.

Keywords: elemental phosphorus, pyridine, imidazole, one-pot synthesis.

Одной из современных и актуальных задач химии фосфорорганических соединений является разработка новых удобных подходов к синтезу функциональных фосфинов, фосфиноксидов и фосфинхалькогенидов. Особенно перспективным в этом плане является введение в фосфорорганические соединения таких фармакоформных групп, как азотсодержащие гетероциклы (например, имидазолы, пиридины и т.д.). Кроме использования подобных функциональных фосфорорганических соединений как прекурсоров лекарственных средств, предлагаемые структуры (содержащие атомы фосфора и азота) являются востребованными полидентатными и хемилабильными лигандами для получения металлокомплексов специального назначе-

ния, а также строительными блоками в элементоорганическом синтезе.

В настоящее время известные способы получения фосфорорганических соединений базируются на использовании агрессивных и высокотоксичных галогенидов фосфора. Это приводит к образованию большого количества трудноутилизируемых кислых и ядовитых отходов. На сегодняшний день создание простых, технологичных и экологически чистых методов синтеза фосфорорганических соединений является актуальной задачей. Чрезвычайно перспективно для этого использование элементарного фосфора (или синтезируемых из него первичных и вторичных фосфинов и фосфинхалькогенидов) в качестве альтернативных фосфорилирующих реагентов. Дан-