

УДК 621.891

А. И. ВОЛЬЧЕНКО, В. С. СКРЫПНИК, В. Я. МАЛЫК, В. М. ЧУФУС

Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТИ ПАР ТРЕНИЯ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ С ВОЗДУШНО-ЖИДКОСТНОЙ СИСТЕМОЙ ОХЛАЖДЕНИЯ (ЧАСТЬ ВТОРАЯ)

В материалах статьи раскрыт механизм оценки теплового баланса составных тормозных шкивов ленточно-колодочного тормоза при принудительном воздушно-жидкостном охлаждении их матовых и полированных поверхностей.

Ключевые слова: ленточно-колодочный тормоз, пары трения, составной тормозной шкив, полированные и матовые поверхности, тепловой баланс, воздушно-жидкостная система, радиационный и сложный теплообмен.

Введение. В первой части материалов статьи приведены: особенности оценки теплового баланса составного тормозного шкива при принудительном воздушно-жидкостном охлаждении его матовых и полированных поверхностей; методология экспериментальных исследований энергонагруженности усовершенствованных пар трения тормоза при их принудительном охлаждении.

Состояние проблемы. В устройствах и системах жидкостного типа для косвенного принудительного охлаждения пар трения тормозных устройств исследуется нестационарный теплообмен и гидродинамика, в частности, при циркуляции одно- и двухфазных теплоносителей в камерах, находящихся под нерабочей поверхностью обода тормозного шкива. Поэтому разработка методики их расчета представляется чрезвычайно актуальной для инженерной практики задач.

В общем случае цель таких расчетов – определение нестационарных полей температур и скоростей в потоке теплоносителей и полей температур, и термических напряжений в материале обода шкива, омываемого жидкостью. Эти поля могут быть определены из решения так называемых сопряженных задач, когда математическая модель для описания теплообмена и гидродинамики в теплоносителе дополняется уравнением энергонагруженности обода шкива и условиями сопряжения на границе между теплоносителем и нерабочей поверхностью (внутренней) обода шкива, а граничные условия задаются на наружной стенке камеры охлаждения.

Однако при теоретическом решении трехмерных нестационарных сопряженных задач для подавляющего большинства практически важных случаев встречаются пока непреодолимые трудности, которые в основном сводятся к следующему:

– по сравнению со стационарной задачей значительно усложняется математическая формулировка из-за введения дополнительного переменного – времени. При численных расчетах увеличиваются требования к быстродействию и объему оперативной памяти компьютеров.

– для турбулентных нестационарных течений пока не удается получить замкнутую систему уравнений даже при использовании полуэмпирической теории турбулентности из-за отсутствия экспериментальных данных о возникновении турбулентности и о распределении параметров жидкости по его потоку;

– для двухфазных течений потоков при фазовых переходах нет общей математической модели процесса даже в случае ламинарного течения [1].

Однако при оценке теплового баланса составных тормозных шкивов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки в промышленных условиях в большинстве случаев пользуются расчетно-экспериментальным методом.

Постановка задачи. В данной публикации рассмотрены следующие вопросы применительно к решаемой проблеме:

- экспериментальные исследования энергонагруженности усовершенствованных пар трения ленточно-колодочного тормоза при их принудительном охлаждении;
- анализ расчетно-экспериментальных данных, касающихся оценки теплового баланса усовершенствованных пар трения ленточно-колодочного тормоза.

Цель работы – обосновать потери теплоты от матовых и полированных поверхностей составного тормозного шкива при радиационном и сложных видах теплообмена, взаимодействующих с окружающей средой.

Экспериментальные исследования энергонагруженности усовершенствованных пар трения ленточно-колодочного тормоза при их принудительном охлаждении. Наличие двух тормозных шкивов в буровой лебедке является оригинальным случаем по оценке теплового баланса при принудительном воздушно-жидкостном охлаждении их полированных и матовых поверхностей. При этом моделирование жидкостного и паровоздушного охлаждения производилось в стендовых условиях на тормозном шкиве с камерой, а затем полученные результаты использовались с помощью теории подобия применительно к серийным тормозным шкивам. Исследования по тепловому балансу проводились в тринадцать этапов [2].

Первый этап. В промышленных условиях определяются потери теплоты конвективно-радиационным теплообменом при работе принудительной воздушной системы охлаждения омывающей внутренние поверхности нижней и верхней части составного обода тормозного шкива. Этап осуществляется без жидкостных камер (рис. 1, поз. I).

В первом составном тормозном шкиве отключают систему принудительного охлаждения циркулирующего воздуха, а во втором – оставляют ее открытой. При этом наружные матовые и полированные (кроме рабочих) поверхности составных шкивов теплоизолируются от окружающей среды.

Циклическими торможениями доводят температуру поверхности трения первого составного тормозного шкива от минимальной t_1 до t_2 (выше допустимой для материалов фрикционной накладки), фиксируя при этом температуры t_1 и t_2 с помощью термопар, а также время нагревания τ рабочей поверхности первого тормозного шкива. При этом замеряют температуру t_3 с помощью термопар второго тормозного шкива. В дальнейшем путем усреднения замеренных температур на рабочих поверхностях ободов первого и второго составных шкивов устанавливают их соотношение. Последнее характеризует отношение второго ($t_3 - t_1$) к первому ($t_2 - t_1$) составному шкиву, которое и определяет долю теплоты, рассеиваемой в окружающую среду конвективно-радиационным теплообменом. Так, например, при соотношении указанных температур $\frac{480-100}{500-100} = 0,95$ доля теплоты

которая рассеивается в окружающую среду конвективно-радиационным теплообменом от внутренних поверхностей обода составного тормозного шкива составляет 5,0%.

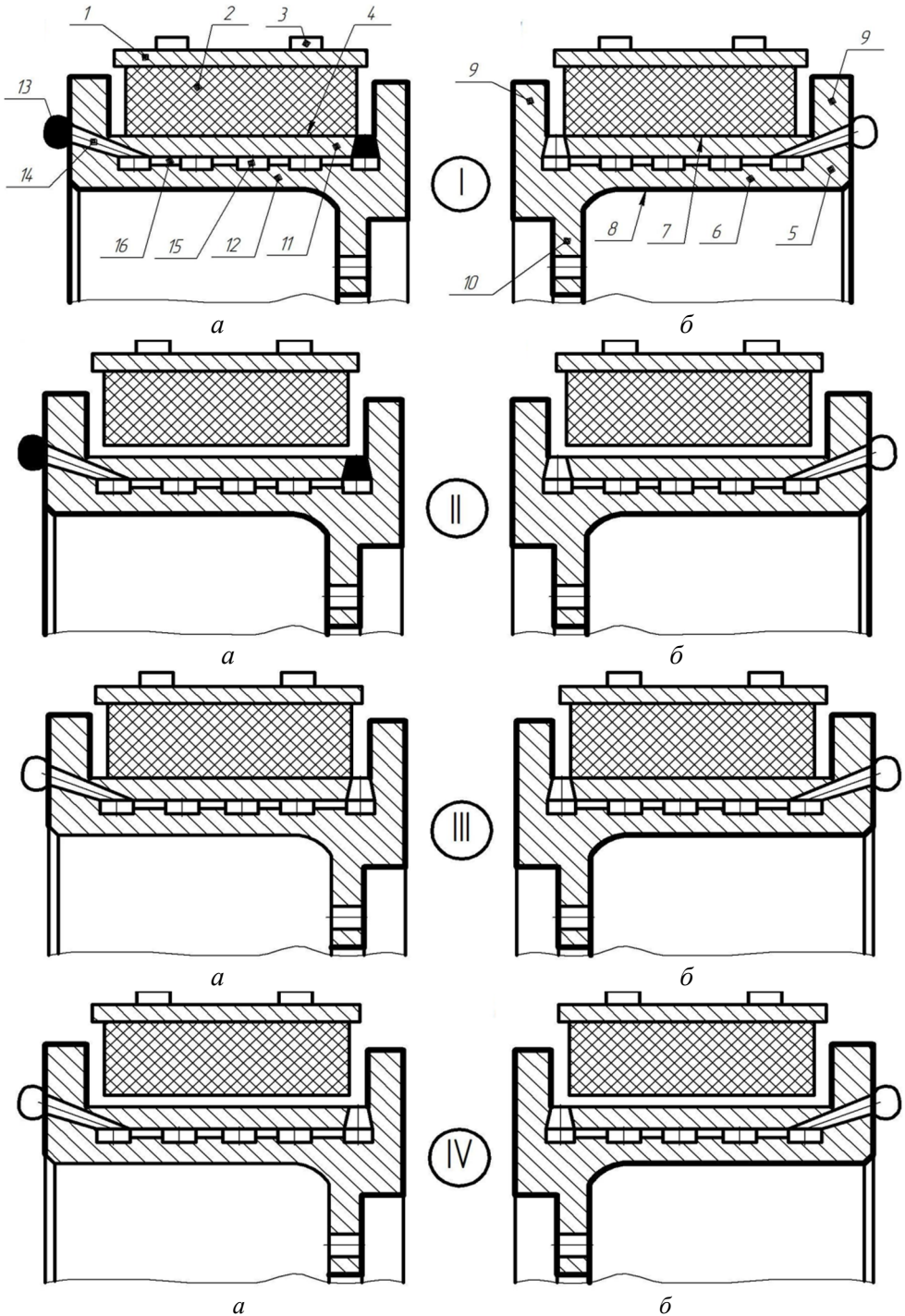


Рис. 1. Этапы от I-го до IV-го определения тепловых потерь элементами составного тормозного шкива при радиационном и сложном теплообмене:

1 – тормозная лента; 2 – 4 – фрикционная накладка с усиками и рабочей поверхностью; 5, 6 – тормозной шкив и его обод; 7, 8 – полированная рабочая и нерабочая поверхности обода; 9 – реборды шкива; 10 – крепежный выступ шкива; 11, 12 – нижняя и верхняя часть шкива; 13 – воздухозаборники; 14 – сопловые каналы; 15 – кольцевые камеры; 16 – соединительные отверстия

Второй этап. В промышленных условиях определяются потери теплоты радиационно-конвективным теплообменом от внутренних поверхностей ободов шкивов и их полированной рабочей поверхности при нахождении шкивов в статике. При этом засекают время τ естественного охлаждения указанных поверхностей составного тормозного шкива (см. рис. 1, поз. II).

Буровую лебедку останавливают с нагретыми парами трения ленточно-колодочных тормозов, что позволяет затянуть тормозные ленты и посадить фрикционные накладки на полированную (рабочую) поверхность обода составного тормозного шкива и с помощью галетных датчиков замеряют тепловые потоки q и их усредняют и по зависимости вида $t_2 - t_1 = q\delta / \lambda$ (где λ – приведенный коэффициент теплопроводности материалов проволок галетных датчиков; δ – толщина поверхностного и приповерхностного слоя рабочей поверхности обода шкива) и по соотношению рассчитанных поверхностных температур $(t'_1 - t_1) / (t'_2 - t_1)$ первого и второго составных тормозных шкивов оценивают в статике интенсивность радиационно-конвективного теплообмена их внутренних поверхностей и полированной рабочей поверхности до температуры 100 °С за время 25,3 мин. При этом вышеприведенное соотношение составило $\frac{450 - 100}{500 - 100} = 0,90$ и доля теплоты, рассеиваемая радиационно-конвективным теплообменом от внутренних поверхностей и полированной рабочей поверхности составного шкива равна 10,0%.

Третий этап. В промышленных условиях определяются потери теплоты радиационно-конвективным теплообменом при вынужденном омывании воздухом полированной наружной поверхности нижней части составного тормозного шкива (см. рис. 1, поз. III). В первом составном тормозном шкиве на указанной поверхности теплоизоляция отсутствует. Принудительные воздушные системы в обеих составных тормозных шкивах работают. Поступают аналогичным образом как и на первом этапе и получают отношение поверхностных температур первого $(t_4 - t_1)$ ко второму $(t_3 - t_1)$ шкиву, которое определяет долю теплоты, рассеиваемой в окружающую среду радиационно-конвективным теплообменом. Так, например, при соотношении указанных температур $\frac{460 - 100}{480 - 100} = 0,947$ доля тепло-

ты, которая рассеивается в окружающую среду радиационно-конвективным теплообменом от наружной полированной поверхности нижней части обода тормозного шкива составляет 5,3 %.

Четвертый этап. В промышленных условиях определяются потери теплоты радиационно-конвективным теплообменом от их полированных рабочих и нерабочих поверхностей при нахождении шкивов в статике (см. рис. 1, поз. IV).

Замеренные тепловые потоки q от полированных рабочих и нерабочих поверхностей с помощью галетных датчиков сначала усредняют, а потом по зависимости вида $t_3 - t_0 = q\delta / \lambda$ определяют энергонагруженность полированных рабочей и нерабочей поверхностей составного обода тормозного шкива за время 25,3 мин температуры его поверхностей снизились, соответственно, до 100,0 °С и 85,0 °С. На основании полученных данных определяем градиенты температуры по толщине верхней и нижней части обода тормозного шкива, которые равны, соответственно, 12,5 °С/мм и 10,0 °С/мм.

Пятый этап. В промышленных условиях определяются потери теплоты радиационно-конвективным теплообменом при вынужденном омывании воздухом наружных матовых поверхностей составного обода шкива, а также его внутренних матовых поверхностей (рис. 2, поз. V). В первом шкиве наружные матовые поверхности теплоизолируют. Поступают аналогичным образом как на втором этапе и получают отношение энергонагруженности первого ($t_5 - t_1$) ко второму ($t_3 - t_1$) шкиву, которые и определяет долю теплоты, рассеиваемой в окружающую среду радиационно-конвективным теплообменом. Так, например, при соотношении указанных температур доля теплоты, рассеиваемой в окружающую среду радиационно-конвективным теплообменом от наружных матовых поверхностей шкива составляет 5,0 %.

Шестой этап. В промышленных условиях определяются потери теплоты радиационно-конвективным теплообмене матовых и полированных рабочих и нерабочих поверхностей шкивов, при нахождении их в статике (рис. 2, поз. VI).

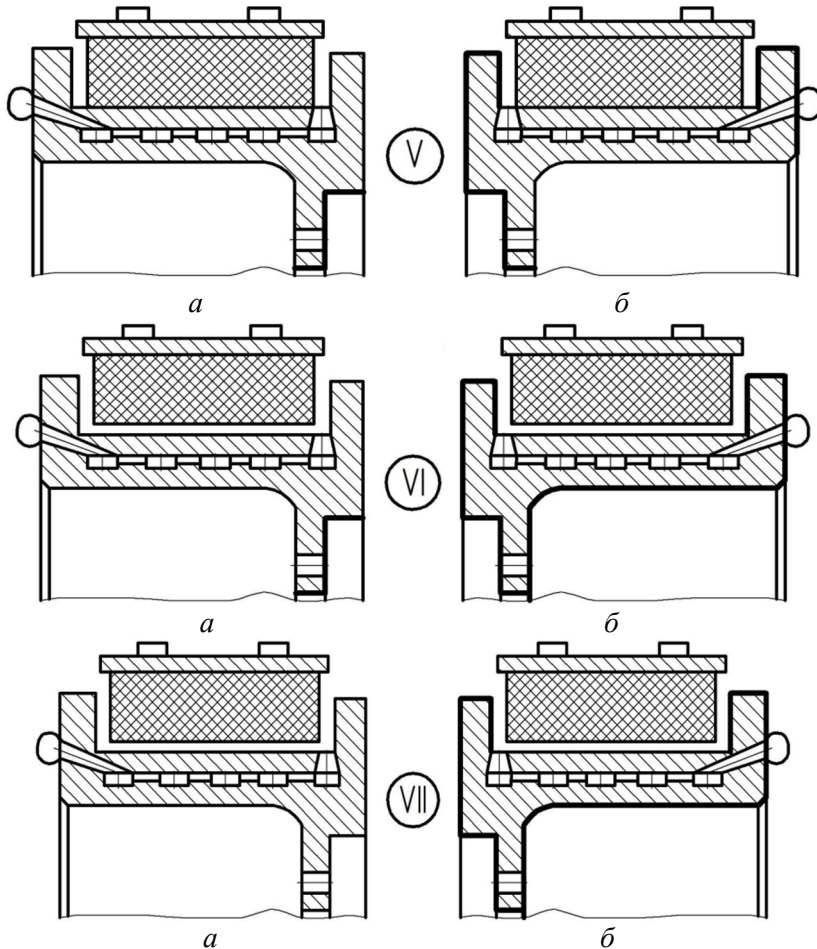


Рис. 2. Этапы от V-го до VII-го определения тепловых потерь элементами составного тормозного шкива при радиационном и сложном теплообмене

Останавливают буровую лебедку с нагретыми парами трения ленточно-колодочных тормозов и затягивают тормозные ленты с накладками и с помощью

галетных датчиков определяют тепловые потоки, излучаемые полированной (рабочей) поверхностью обода шкива, затем их усредняют, после чего рассчитывают поверхностные температуры, из которых формируют соотношение первого и второго шкивов. Указанное соотношение равно доля теплоты, рассеиваемой в окружающую среду радиационно-конвективным теплообменом составляет 5,3 % за время 25,3 мин.

Седьмой этап. В промышленных условиях определяются потери теплоты радиационно-конвективным теплообменом от крепежных выступов тормозных шкивов в тело фланца барабана лебедки (см. рис. 2, поз. VII).

Для реализации данного этапа снимают теплоизоляцию с крепежного выступа первого шкива. Режим торможения и время фрикционного взаимодействия пар трения соблюдают те же что и на рабочих поверхностях ободов первого и второго шкивов, а затем устанавливают их соотношение.

Последнее характеризует отношение энергонагруженности первого ко второму шкиву, которое и определяет долю теплоты, которая отводится кондуктивным теплообменом от крепежных выступов шкивов в тело фланца барабана лебедки. Так, например, при соотношении указанных температур доля теплоты составляет 5,0 %. Данный этап всегда осуществляется после оценки энергонагруженности принудительного воздушного охлаждения тормозных шкивов.

Восьмой этап. В промышленных условиях определяются потери теплоты радиационно-конвективным теплообменом при вынужденном омывании воздухом наружной матовой поверхности стенок камеры составного шкива, а также кондуктивного отвода теплоты каркасом камеры от нижней части составного тормозного шкива (рис. 3, поз. VIII). При этом первый и второй составные тормозные шкивы оборудуются камерами. В первом шкиве каркас камеры не теплоизолируют, а во втором теплоизолируют его наружные и внутренние стенки. Поступают аналогичным образом как на третьем этапе и получают отношение поверхностных температур первого $(t_9 - t_1)$ ко второму $(t_{10} - t_1)$ шкиву с камерой, которое и определяет долю теплоты, рассеиваемую в окружающую среду радиационно-конвективным теплообменом, а также оценивают кондуктивный теплоотвод от нижней части обода шкива в тело каркаса камеры. Так, например, при соотношении указанных температур $\frac{460 - 100}{480 - 100} = 0,947$ доля теплоты, которая отводится тремя видами теплообмена от обода шкива и его камеры составляет 5,3 %.

Девятый этап. В промышленных условиях определяют эффективность жидкостного охлаждения, в случае когда два тормозных шкива с камерами являются нагретыми и находятся в статике (см. рис. 3, а, б, поз. IX).

Буровую лебедку останавливают после циклических торможений ленточно-колодочными тормозами, имеющими нагретые пары трения. В камеры составных шкивов заливают 2/3 объема жидкости. При этом стенки камеры второго тормозного шкива теплоизолируют. Для оценки энергонагруженности затягивают на двух шкивах тормозные ленты с фрикционными накладками и по соотношению измеренных термopарами поверхностных температур с фрикционными накладками и по соотношению измеренных термopарами поверхностных температур $(t_{11} - t_1) / (t_{12} - t_1)$ первого и второго шкивов находят какое количество теплоты отведено от частей обода шкива при отключенной системе принуди-

тельного воздушного их охлаждения. Указанное соотношение равно $\frac{400-100}{500-100} = 0,75$, что указывает на то что, доля теплоты отведенная в окружающую среду составляет 25,0 %.

Десятый этап. В промышленных условиях определяют эффективность принудительного жидкостного охлаждения когда происходит фрикционное взаимодействие пар трения ленточно-колодочных тормозов буровой лебедки (см. рис. 3, поз. X).

Составные шкивы имеют открытые принудительные воздушные системы, а сами шкивы остаются разогретыми и имеют в камерах нагретую жидкость после чего путем циклических торможений, обеспечивающих взаимодействие фрикционных узлов тормоза, повышают энергонагруженность шкивов до температуры выше допустимой для материалов фрикционной накладки, фиксируя при этом время процесса их нагревания и по соотношению измеренных термопарами поверхностных температур $(t_{13} - t_1)/(t_{14} - t_1)$ первого и второго тормозных шкивов оценивают эффективность жидкостного охлаждения пар трения ленточно-колодочного тормоза. Указанное соотношение равно $\frac{380-100}{500-100} = 0,7$, при доле теплоты, отведенной в окружающую среду 30,0 %.

Одиннадцатый этап. В промышленных условиях определяют эффективность принудительного паровоздушного охлаждения когда два составных шкива являются нагретыми и находятся в статике (см. рис. 3, поз. XI).

Буровую лебедку останавливают и заполняют полный объем камер паровоздушной смесью под давлением 0,11 МПа и при этом теплоизолируют стенки камеры второго шкива и затянув на двух шкивах тормозные ленты с фрикционными накладками и по соотношению измеренных термопарами поверхностных температур $(t_{15} - t_1)/(t_{16} - t_1)$ первого и второго шкивов определяют какое количество теплоты отведено от частей обода тормозного шкива при отключенной системе принудительного воздушного их охлаждения. При этом вышеприведенное соотношение составляет $\frac{360-100}{500-100} = 0,65$, а в этом случае доля теплоты, отведенная в окружающую среду составила 35,0 %.

Двенадцатый этап. В промышленных условиях определяют эффективность паровоздушного охлаждения, в случае когда происходит фрикционное взаимодействие пар трения ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок (см. рис. 2, поз. XII).

Составные шкивы имеют открытые принудительные воздушные системы, а сами они являются разогретыми в камерах которых находится нагретая паровоздушная смесь после чего путем циклических торможений, обеспечивающих взаимодействие фрикционных узлов тормоза, нагревают шкивы до поверхностной температуры выше допустимой для материалов фрикционной накладки, фиксируя при этом время процесса их нагревания и по соотношению измеренных термопарами поверхностных температур $(t_7 - t_0)/(t_8 - t_0)$ первого и второго шкивов оценивают эффективность паровоздушного охлаждения пар трения ленточ-

но-колодочного тормоза. Указанное соотношение равно $\frac{340-100}{500-100} = 0,6$, а доля теплоты, отведенная в окружающую среду 40,0 %.

Тринадцатый этап сводится к определению коэффициентов распределения тепловых потоков между остальными составляющими трибосистемы, выполняются в указанной последовательности согласно рис. 4.

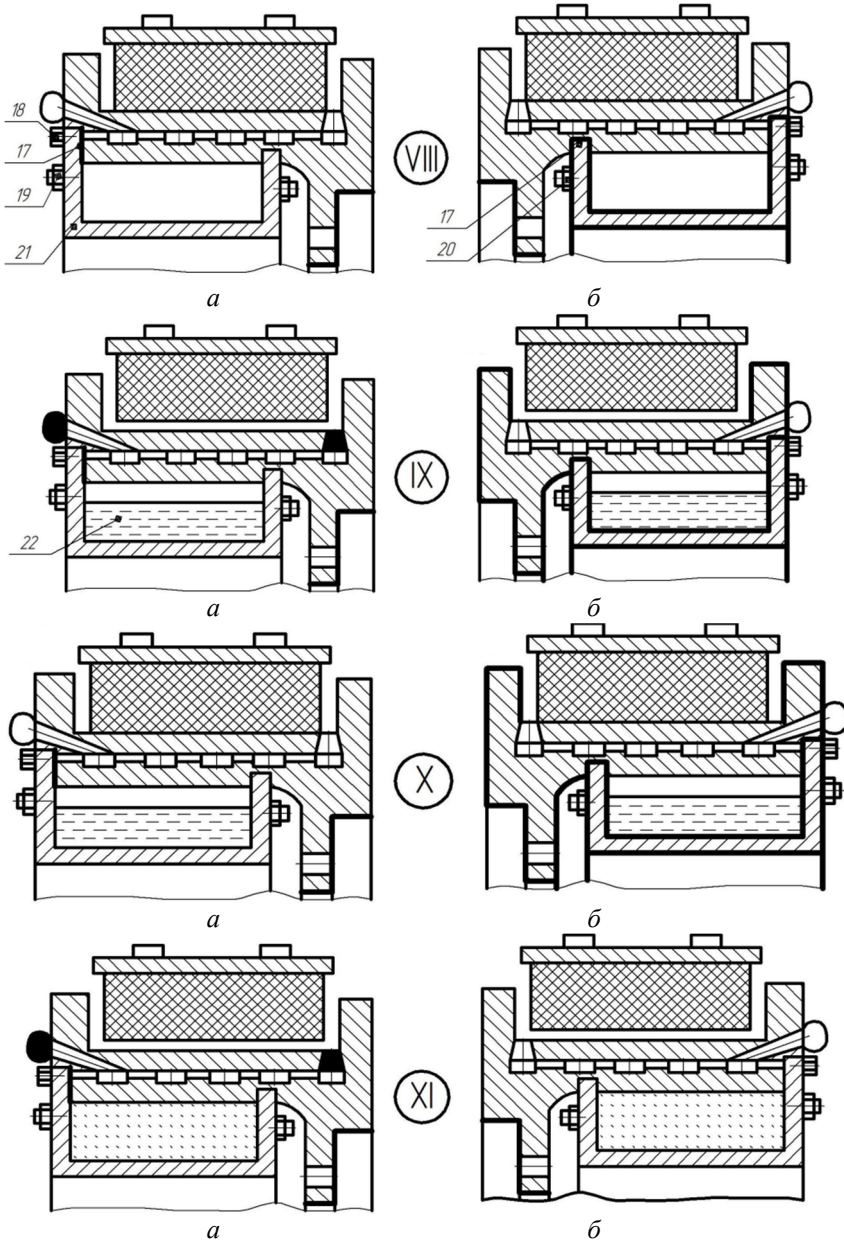


Рис. 3. Этапы от VIII-го до XI-го определения тепловых потерь элементами составного тормозного шкива при радиационном и сложном теплообмене: 17 – прорези в нижней части обода; 18 – крепежный болт; 19–20 – клапаны: впускной; выпускной; 21 – каркас камеры; 22 – теплоноситель в различном состоянии

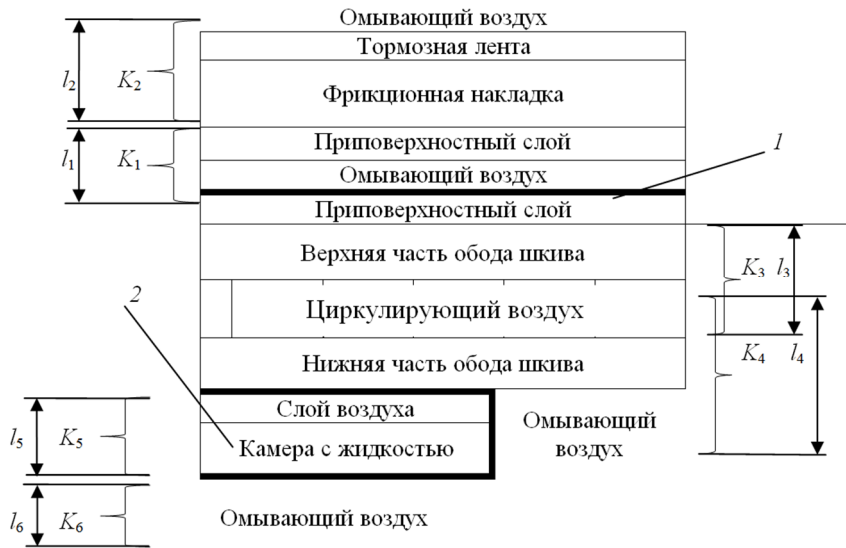


Рис. 4. Тепловая модель усовершенствованного фрикционного узла ленточно-колодочного тормоза при принудительном воздушно-жидкостном охлаждении: 1, 2 – полированные рабочая и нерабочая поверхности обода составного шкива

Находят коэффициенты теплопередачи в теплообменных процессах через такие многослойные объекты, как:

– «низ верхней части обода шкива – циркулирующий воздух в кольцевых цилиндрических объемах и в отверстиях перегородок – верх нижней части обода шкива» определяется зависимостью вида:

$$K_1 = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_4} + \frac{\delta_2}{\lambda_1}}, \quad (1)$$

где α_4 – коэффициент теплоотдачи от низа и верха частей обода шкива омывающему их воздуху.

– «омывающий циркулирующий воздух в кольцевых цилиндрических объемах и в отверстиях перегородок – низ нижней части обода шкива – омывающий воздух» определяется зависимостью вида

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_4} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_5}}, \quad (2)$$

где α_5 – коэффициент теплоотдачи от матовой нерабочей поверхности обода шкива к омывающему воздуху.

– «низ нижней части обода шкива, выполненного полированным – воздушный зазор в камере – жидкость в различном фазовом состоянии» определяется зависимостью вида:

$$K_3 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_7}}, \quad (3)$$

где α_6 , α_7 – коэффициенты теплоотдачи от низа нижней части обода шкива к воздуху и от него к жидкости камеры шкива.

– «слой жидкости, находящейся в различном фазовом состоянии – кольцевая стенка камеры – омывающий воздух» определяется зависимостью вида:

$$K_4 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_8} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_9}}, \quad (4)$$

где α_8 , α_9 – коэффициенты теплоотдачи от жидкости, находящейся в различном фазовом состоянии к внутренней поверхности стенки и от ее наружной поверхности к омываемому воздуху; δ_c , λ_c – толщина цилиндрической кольцевой стенки и коэффициент теплопроводности ее материала,

При этом градиенты коэффициентов теплопередачи в теплообменных процессах через многослойные объекты трибосистемы определяют по зависимостям вида:

$$\Delta K_1 = \frac{K_1 - K_2}{0,5(l_1 + l_2)}; \quad (5) \quad \Delta K_2 = \frac{K_1 - K_3}{0,5(l_1 + l_3)}; \quad (6) \quad \Delta K_3 = \frac{K_3 - K_4}{0,5(l_3 + l_4)}; \quad (7) \quad \Delta K_4 = \frac{K_5 - K_6}{0,5(l_5 + l_6)}; \quad (8)$$

где l_1 , l_2 , l_3 , l_4 , l_5 , l_6 – протяженность зон действия каждого их рассмотренных коэффициентов теплопередачи.

Анализ результатов оценки теплового баланса усовершенствованных пар трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки при их принудительном охлаждении. Перейдем непосредственно к теплообменным процессам, наблюдаемых в серийных тормозных шкивах и в составных тормозных шкивах (усовершенствованных) согласно работы [3] при вынужденном воздушном охлаждении их поверхностей. Особенностью охлаждения является то, что в усовершенствованном тормозном шкиве площадь матовых наружных поверхностей равна 20 % площади матовых внутренних поверхностей системы воздушного охлаждения. При этом скорости омывающих потоков будут разными, а следовательно, количество омывающего воздуха наружные и внутренние матовые поверхности будет одинаковым.

Принудительное жидкостное охлаждение пар трения ленточно-колодочного тормоза имеет отличительную особенность в том, что при положении сверху камеры с жидкостью интенсифицируется радиационный теплообмен от полированной поверхности нижней части составного тормозного шкива. При положении снизу камеры с жидкостью радиационный теплообмен пропадает, поскольку указанная поверхность обода омывается жидкостью.

На основании системного анализа различных видов теплообмена серийного и усовершенствованного тормозного шкива и была предложена таблице, в которой и проиллюстрирована эффективность принудительного воздушно-жидкостного охлаждения составного шкива на двенадцати этапах исследований.

Анализ полученных результатов позволяет констатировать следующее:

– принудительное воздушное охлаждение обладает слабой эффективностью, но зато способствует росту градиента объемной температуры по толщине верхней и нижней части обода шкива, что вызывает интенсификацию радиационного теплообмена от нерабочей полированной поверхности составного шкива;

– кондуктивный теплообмен в сопряжениях «крепежный выступ шкива – фланец барабана» и «нижняя часть обода шкива – каркас камеры» способствует

усилению принудительного воздушного охлаждения матовых и полированных поверхностей составного шкива;

– принудительное жидкостное охлаждение составного шкива является наиболее эффективным, поскольку термодинамическое состояние жидкости изменяется в зависимости от энергонагруженности шкива.

Таблиця

Обозначение поверхностей, названия различных видов теплообмена и эффективность принудительного воздушно-жидкостного охлаждения составного шкива тормоза

Обозначение	Название поверхностей систем охлаждения:	Вид теплообмена	Эффективность в %	
			от	до
<i>вынужденное воздушное</i>				
А	полированная (рабочая) обода шкива	радиационно-конвективный	6,5	8,0
Б	матовая нерабочая обода шкива	конвективно-радиационный	5,0	6,5
В	матовые крепежного выступа обода шкива	конвективно-радиационный	1,0	2,0
Г	матовые реборд обода шкива	конвективно-радиационный	0,5	1,0
Д	матовые конических и цилиндрических отверстий обода шкива	радиационно-конвективный	0,25	0,5
Е	матовые кольцевых камер обода шкива	радиационно-конвективный	5,0	6,5
<i>кондуктивное (теплопроводностью)</i>				
Ё	матовые крепежного выступа обода шкива с фланцем барабана	кондуктивно-конвективный	2,0	5,0
Ж	матовые стенки жидкостной камеры с нижней частью обода шкива	кондуктивно-радиационный	3,0	6,0
<i>принудительное жидкостно-воздушное</i>				
З и И	полированной нерабочей обода шкива: через слой воздуха с жидкостью; с омываемой жидкостью	радиационно-конвективный;	10,0	20,0
		конвективный	15,0	25,0
Й	матовой камеры с омываемой жидкостью	конвективный	20,0	30,0
К	матовой наружной камеры с омывающим воздухом	радиационно-конвективный	5,0	10,0

Выводы. Таким образом, произведена оценка теплового баланса составного шкива ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки при радиационном и сложном теплообмене, который необходимо учитывать при проектировании новых типов тормозных шкивов.

Список литературы

1. Нестационарный теплообмен / В.К. Кошкин, Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер [и др.]. – М.: Машиностроение, 1973. – 328 с.
2. Экспериментальные исследования энергонагруженности пар трения ленточно-колодочных тормозов с воздушно-жидкостной системой охлаждения (часть первая) / А.И. Вольченко, В.С. Скрыпник, В.Я. Мальк, В.М. Чуфус // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ. – 2017. – Вип. 2(75). – С. 13-23.

3. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / А.Х. Джанахмедов, Д.А. Вольченко, В.С. Скрыпник [и др.]. – Баку: Апострофф, 2016. – 311 с.

Стаття надійшла до редакції 26.06.2017

О. І. ВОЛЬЧЕНКО, В. С. СКРИПНИК, В. Я. МАЛИК, В. М. ЧУФУС

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ ПАР
ТЕРТЯ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ З ПОВІТРЯНО-РІДИННОЮ
СИСТЕМОЮ ОХОЛОДЖЕННЯ (ЧАСТИНА ДРУГА)**

У матеріалах статті розкриті механізм оцінка теплового балансу складених гальмівних шківів стрічково-колодкового гальма при примусовому повітряно-рідинному охолодженні їх матових і полірованих поверхонь.

Ключові слова: стрічково-колодкових гальма, пари тертя, складений гальмівний шків, матові і поліровані поверхні, тепловий баланс, повітряно-рідинна система, радіаційний і складний теплообмін.

Вольченко Александр Иванович – доктор техн. наук, профессор кафедры механики машин, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 0342 72 71 41, E-mail: mechmach@nung.edu.ua.

Скрыпник Василий Степанович – канд. техн. наук, старший научный сотрудник Научно-исследовательского института нефтегазовой энергетики и экологии, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 03422 4 51 14, факс: +38 03422 4 00 89.

Малык Владимир Якович – канд. техн. наук, доцент кафедры нефтегазового оборудования, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 0342 72 71 01, E-mail: po@nung.edu.ua.

Чуфус Василий Михайлович – аспирант кафедры механики машин, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 0342 72 71 41, E-mail: mechmach@nung.edu.ua.

A. I. VOLCHENKO, V. S. SKRYPNYK, V. Y. MALYK, V. M. CHUFUS

**EXPERIMENTAL RESEARCHES OF ENERGY LOADING OF
FRICTION PAIRS OF BAND-BLOCK BRAKES WITH AN AIR-LIQUID
COOLING SYSTEM (part two)**

In the materials of the article we've disclosed the mechanism for estimating the heat balance of the composite brake pulleys of the band-block brake at the forced air-liquid cooling of its matte and polished surfaces.

The purpose of the work is to justify the loss of heat from the matte and polished surfaces of the composite brake pulley in the case of radiation and complex types of heat exchange interacting with the environment.

In this publication, the following issues are considered in relation to the problem being solved: experimental studies of the energy load of improved friction pairs of the band-block brake with forced cooling; an analysis of calculation and experimental data relating to the assessment of the heat balance of improved friction pairs of the band-block brake.

The heat balance of the composite pulley of the band-block brake of the draw-works is estimated for radiation and complex heat exchange, which must be taken into account during designing of the new types of brake pulleys.

Keywords: band-block brake, friction pairs, composite brake pulley, heat insulation, matt and polished surfaces, heat balance, air-liquid system, radiation and complex heat.

References

1. Nestatsionarnyy teploobmen / V.K. Koshkin, E.K. Kalinin, G.A. Dreytser [i dr.]. – M.: Mashinostroenie, 1973. – 328 s.
2. Eksperimentalnye issledovaniya energonagruzhennosti par treniya lentochno-kolodochnyih tormozov s vozdušno-zhidkostnoy sistemoy ohlazhdeniya (chast pervaya) / A.I. Volchenko, V.S. Skrypnyk, V.Ya. Malyk, V.M. Chufus // Problemi tertya ta znoshuvannya: nauk.-tehn. zb. – K.: NAU. – 2017. – Vip. 2(75). – S.13–23.
3. Proektnyy i proverochnyy raschet friktsionnyih uzlov lentochno-kolodochnyih tormozov burovyyih lebedok / A.H.