

УДК 621.891

М. В. КИНДРАЧУК¹, В. С. СКРИПНИК², И. О. БЕКИШ², В. М. ЧУФУС²¹Национальный авиационный университет, Украина²Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина

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

В материалах статьи приведено оптимизационное проектирование составного тормозного шкива с учетом циркулирующих в нем тепловых токов и градиентов коэффициентов теплопередачи.

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

Введение. Во второй части материалов статьи приведены: экспериментальные исследования энергонагруженности усовершенствованных пар трения ленточно-колодочного тормоза при их принудительном охлаждении; анализ результатов оценки теплового баланса усовершенствованных пар трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки при их принудительном охлаждении.

Состояние проблемы. В бесконечных плоских и цилиндрических стенках для двух типов граничных условий – в одном случае на поверхностях стенок поддерживаются постоянные температуры t_{C_1} и t_{C_2} ($t_{C_1} > t_{C_2}$), а в другом – наружная поверхность составного обода шкива потоками жидкости или паровоздушной смеси с температурами $t_{Ж_1}$ и $t_{Ж_2}$ ($t_{Ж_1} > t_{Ж_2}$) или $t_{ПВ_1}$ и $t_{ПВ_2}$ ($t_{ПВ_1} > t_{ПВ_2}$). При этом коэффициенты теплопередачи α_1 и α_2 заданы в первом и во втором случае. Плотность теплового потока $q = Q/A$ (где Q – количество теплоты, генерируемое на рабочей поверхности обода составного тормозного шкива; A – площадь поверхности трения обода). В работе [1] была произведена оценка эффективности принудительного воздушного охлаждения температурным методом. Известно, что общее термическое сопротивление теплопередачи определяется величиной

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{n=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2},$$

где δ_i – толщина слоя структуры; λ_i – коэффициент теплопроводности слоя.

Общее сопротивление складывается из частных – термического сопротивления теплоотдачи $R_{\alpha_1} = 1/\alpha_1$ и $R_{\alpha_2} = 1/\alpha_2$ и термических сопротивлений теплопроводности слоев $R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$. Очевидно, что значение R всегда больше, чем наибольшее из значений составляющих ее величин [2].

Для интенсификации теплопередачи необходимо уменьшить общее сопротивление R за счет первого и третьего слагаемого вышеприведенной зависимости

путем жидкостного и паровоздушного принудительного охлаждения нижней части поставного тормозного шкива.

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

- теплообменные процессы при воздушно-жидкостном охлаждении усовершенствованных пар трения ленточно-колодочного тормоза;
- проектная оценка энергонагруженности составного тормозного шкива;
- оптимизационное проектирование составного шкива тормоза.

Цель работы – обосновать подход и спроектировать составной тормозной шкив при его воздушно-жидкостном охлаждении.

Теплообменные процессы при воздушно-жидкостном охлаждении усовершенствованных пар трения ленточно-колодочного тормоза.

Тринадцатый этап сводится к определению коэффициентов распределения тепловых потоков между остальными составляющими трибосистемы, выполняют в следующей последовательности [3]: 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:

$$K_1 = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_4} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}}, \quad (1)$$

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 тормоза определяют по зависимостям вида:

$$\Delta K_1 = \frac{K_1 - K_2}{0,5(l_1 + l_2)}; \quad (5) \quad \Delta K_2 = \frac{K_1 - K_3}{0,5(l_1 + l_3)}; \quad (6)$$

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

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

Согласно тепловой модели воздушно-жидкостной системы охлаждения фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов между коэффициентами теплопередачи должно соблюдаться условие $K_2 < K_1 > K_3$; $K_4 < K_5 > K_6$. При этом свойствами возбуждающего фактора обладает коэффициент теплопередачи K_5 . Объясняется это тем, что жидкость, находящаяся в камере может быть в различных фазовых состояниях. Многочисленные величины коэффициентов теплопередачи в многослойном объекте трибосистемы определяют после проведения экспериментальных исследований [4].

В табл. 1 приведены исходные данные и результаты расчетов коэффициентов теплопередачи через элементы многослойной системы при принудительном охлаждении, а также их градиенты и распределение тепловых потоков между парами трения ленточно-колодочного тормоза.

При изменении энергонагруженности рабочей (полированной) поверхности обода составного тормозного шкива от 100 до 450 °С минимальный коэффициент теплопередачи имел место между элементами многослойной структуры «циркулирующий воздух в кольцевых цилиндрических объемах и через отверстия в перегородках – низ второй части обода шкива – омываемый воздух» и при этом он увеличился от 11,9 до 24,9 Вт/(м²·°С), то есть в 2,1 раза. Максимальный коэффициент теплопередачи в интервале температур от 100 до 450 °С наблюдался между элементами многослойной структуры «нерабочая полированная поверхность второй части обода шкива – воздушный зазор в жидкостной камере – жидкость в различном фазовом состоянии» и при этом он увеличился от 114,7 до 152,0 Вт/(м²·°С), то есть в 1,3 раза. Увеличение последнего объясняется интенсивным конвективным и лучистым теплообменом нерабочей полированной поверхности обода шкива (коэффициент теплоотдачи изменялся от 151,2 до 218,9 Вт/(м²·°С) и это при том что имел место пузырьковый режим кипения жидкости в камере.

При рассмотрении градиентов коэффициентов теплопередачи установлено, что его минимальная величина имела место через элементы многослойной структуры «среда межконтактной зоны – верхняя часть обода шкива – циркулирующий воздух

Таблица 1

Исходные данные и результаты вычислений коэффициентов теплопередачи через элементы пар трения и распределение тепловых потоков между их поверхностями фрикционной взаимодействия ленточно-колодочного тормоза (с составным тормозным шкивом) буровой лебедки У2-5-5

Поверхностные температуры: полированной (t_{II})/матовой (t_M) обода шкива, °С		100/ 40	150/ 80	200/ 160	250/ 210	300/ 250	350/ 340	400/ 400	450/ 425
полированной (t_{II}) нижней части обода шкива, °С		80	100	120	150	190	220	240	210
1		2	3	4	5	6	7	8	9
Толщина: сводная обода тормозного шкива δ_o , мм		35,0							
тормозной ленты δ_c , мм		6,0							
фрикционной накладки (расчетная) δ_n , мм		15,0							
приповерхностных слоев накладки	внешнего $\delta_{шз}$, мкм	-	-	5,6	8,2	15,0	14,4	-	-
	внутреннего δ_n , мкм	5,6	8,2	11,4	14,4	15,8 6	19,6	22,8	25,6
Коэффициенты теплопроводности материалов элементов фрикционной пары, Вт/(м·°С):									
обода тормозного шкива (λ_1); тормозной ленты (λ_c); фрикционной накладки (λ_n); внешнего или внутреннего приповерхностного слоя накладки (λ_n).		25,8	26,0	26,2	26,4	26,7	26,9	27,2	27,5
		27,1							
		0,736							
		1,02							
Коэффициенты теплоотдачи от поверхностей, Вт/(м ² ·°С):									
полированной (α_4) и матовой (α_5) обода шкива;	верхняя часть	71,3			92,3	101, 4	110, 5	118, 4	128, 5
		32,1		41,1	45,3	50,4	56,0	59,9	64,5
полированной (α_6) и матовой (α_7) обода шкива.	нижняя часть	151, 2	165,3	170, 8	181,2	193,4	202,2	209, 8	218,9
		32,1	35,1	41,4	46,8	52,3	57,4	61,5	66,3
Коэффициенты теплопередачи через поверхности пар трения, Вт/(м ² ·°С):									
«среда межконтактной зоны – верхняя часть обода шкива – омывающий воздух» (K_1);		19,9	23,2	26,5	29,8	33,1	36,4	39,7	42,9
«среда межконтактной зоны – приповерхностный слой накладки – тело накладки – тормозная лента – омывающий ее воздух» (K_2);		13,8	15,4	16,7	18,9	19,1	20,2	21,2	22,1

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
«низ верхней части обода шкива – циркулирующий воздух в кольцевых цилиндрических объемах и в отверстиях перегородок – верх нижней части обода шкива» (K_3)	19,8	22,8	25,7	28,7	31,6	34,6	37,5	40,4
«омывающий циркулирующий воздух в кольцевых цилиндрических объемах и в отверстиях перегородок – низ второй части обода шкива – омывающий воздух» (K_4);	11,9	13,8	15,7	17,5	19,4	21,2	23,1	24,9
«полированная поверхность нижней части обода шкива – воздушный зазор в камере – жидкость в разном фазовом состоянии» (K_5)	114,7	120,5	126,1	131,6	136,9	142,1	147,1	152
«слой жидкости – кольцевая стенка камеры – омывающий воздух» (K_6).	19,8	23,1	26,3	29,5 9	32,8	36,1	39,3	42,5
Градиенты коэффициентов теплопередачи через многослойные объекты трибосистемы тормоза, Вт/(м ² ·°С·мм):								
$\Delta K_1 = K_1 - K_2/0,5(l_1+l_2)$;	0,44	0,56	0,71	0,78	1,01	1,17	1,33	1,50
$\Delta K_2 = K_1 - K_3/0,5(l_1+l_3)$;	0,01	0,03	0,06	0,08	0,11	0,13	0,16	0,18
$\Delta K_3 = K_3 - K_4/0,5(l_3+l_4)$;	0,34	0,38	0,43	0,48	0,52	0,57	0,61	0,66
$\Delta K_4 = K_5 - K_6/0,5(l_5+l_6)$;	1,64	1,68	1,72	1,76	1,79	1,83	1,86	1,89

в кольцевых цилиндрических объемах и через отверстия в перегородках» (от 100 до 450 °С), но при этом он увеличился от 0,01 до 0,18 Вт/(м²·°С·мм), т.е. в 18,0 раз. С приближением до жидкостной камеры градиент коэффициентов теплопередачи увеличивается и составляет 0,34...0,66 Вт/(м²·°С·мм). По-видимому, наибольший градиент коэффициентов теплопередачи имел место в области жидкостной камеры, то есть «слой жидкости – кольцевая стенка камеры – омывающий воздух внешние стенки каркаса камеры» при большом градиенте температуры между омывающими средами каркас камеры, но зато он увеличился от 1,64 до 1,89 Вт/(м²·°С·мм), то есть только в 1,15 раза. Такое незначительное увеличение градиентов коэффициентов теплопередачи объясняется изменением режимов термодинамического состояния жидкости, циркулирующей в камере составного тормозного шкива.

Таким образом, в промышленных условиях осуществляется нагревание циклическими торможениями и принудительное воздушно-жидкостное охлаждение составных тормозных шкивов ленточно-колодочного тормоза, что позволило определить потери теплоты с радиационно-конвективным, конвективно радиационным и конвективным теплообменом от их поверхностей в омывающие сре-

ды, а также кондуктивным теплообменом от крепежных выступов шкивов к фланцам барабана лебедки.

Проектная оценка энергонагруженности составного тормозного шкива. Остановимся на проектной оценке энергонагруженности составного шкива ленточно-колодочного тормоза.

На рис. 1 представлено термограмму (а) и распределение тепловых потоков (б) в теле обода составного тормозного шкива ленточно-колодочного тормоза с принудительным воздушно-жидкостным охлаждением.

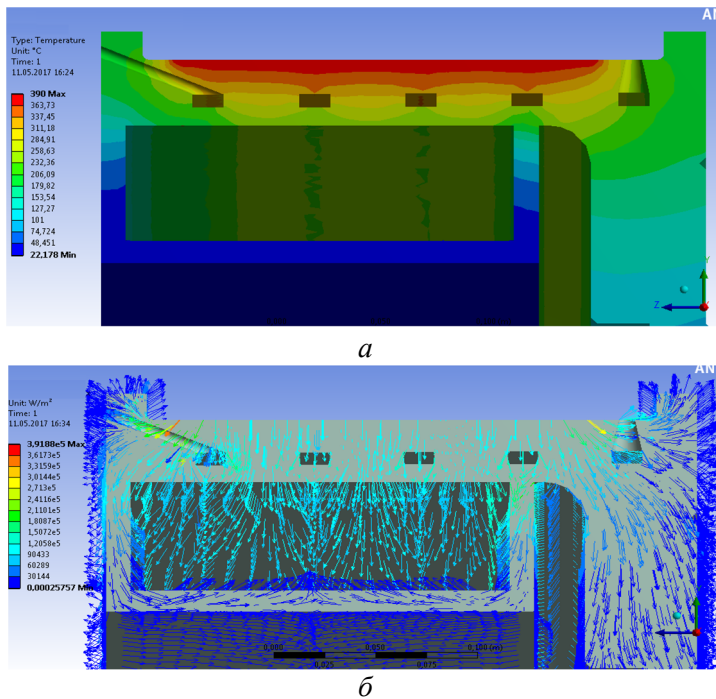


Рис. 1. Термограмма (а) и распределение тепловых потоков (б) в теле обода тормозного шкива ленточно-колодочного тормоза с принудительным воздушно-жидкостным охлаждением

После рассмотрения термограмм и распределения тепловых потоков (рис. 1) следует отметить следующее:

– распределение температуры и как следствие температурных градиентов по толщине обода шкива происходит волнообразно сверху ($4,4^{\circ}\text{C}/\text{мм}$) и снизу ($3,8^{\circ}\text{C}/\text{мм}$) благодаря наличию воздушных камер в обode. Объясняется это следующим: поскольку коэффициент теплоотдачи конвективным охлаждением жидкостью намного выше чем воздухом, тепловые потоки интенсивно протекают между кольцевыми отверстиями по толщине обода к жидкостной камере, в которой и отводятся конвективно в циркулирующую жидкость (см. рис. 1, б), поэтому по толщине обода между воздушными кольцевыми камерами возникает большой градиент температуры ($4,14^{\circ}\text{C}/\text{мм}$). В этом случае воздух выступает в роли теплоизолятора между верхней и нижней частями обода, снижая при этом опасно большой градиент температуры по его толщине;

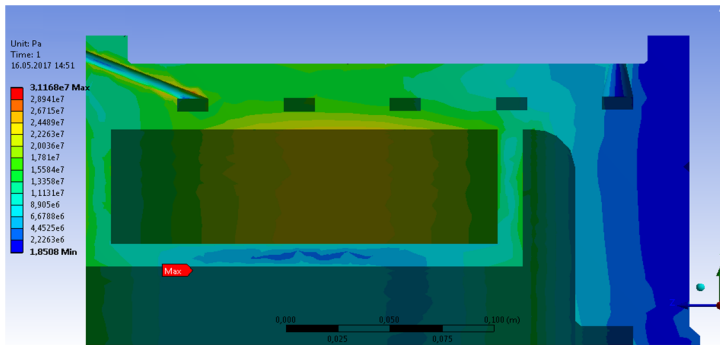
– по толщине обода шкива наблюдается зона прогрева возле заборного отверстия, в которой средняя температура составляет 170°C , и она на самом деле

является меньшей вследствие действия конвективного охлаждения омывающим воздухом, который попадает в воздухозаборники и пронизывает весь обод (интенсивный теплоотвод, см. рис. 1, б). При этом часть теплоты перетекает кондуктивным теплообменом в стенки камеры, в которой находится охлаждающая жидкость;

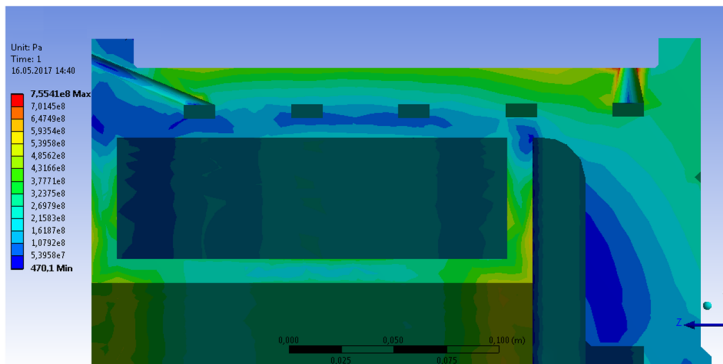
– температура циркулирующего потока воздуха в кольцевых объемах обода шкива увеличивается от свободного края к его защемлению, поскольку он нагревается от верхней составляющей обода шкива перегородок между его составляющими.

При рассмотрении состояния составного обода тормозного шкива от действия различных видов напряжений (от механических и тепловых нагрузок) следует обратить внимание на:

– максимальные механические напряжения (рис. 2, а) возникают на нерабочей полированной поверхности обода (243,6МПа) вследствие ее прогиба и растяжения от действия удельных нагрузок;



а



б

Рис. 2. Моделирование напряжений: а – механических; б – температурных, развивающихся в обode тормозного шкива ленточно-колодочного тормоза с принудительным воздушно-жидкостным охлаждением

– заборные отверстия в сопряжении с первой камерой являются своего рода концентраторами напряжений, поэтому в их зоне также возникает очаг механических напряжений (зона III – 198,3МПа);

– большие температурные напряжения (рис. 2, б) наблюдаются в приповерхностных слоях обода шкива, и которые распространяются по ширине (507,4 МПа) обода вследствие его расширения;

– нерабочую поверхность обода над жидкостной камерой температурные напряжения в несколько раз ниже, поскольку происходит интенсивное конвективное жидкостное и радиационное охлаждение, что приводит к большому градиенту температурных напряжений по толщине обода шкива;

– при рассмотрении общей картины температурных напряжений, которые намного большие в правой части обода шкива возле крепежного выступа, поскольку жидкостная камера и заборные устройства для захвата холодного потока воздуха находятся в левой части обода;

– острые кромки стенок жидкостной камеры и диффузорные и конфузорные отверстия обода шкива являются концентраторами температурных напряжений, поэтому в указанных местах также наблюдаются повышенные температурные напряжения.

На основании вышеизложенного перейдем непосредственно к проектированию составного шкива тормоза.

Оптимизационное проектирование составного шкива тормоза. Для решения задач проектирования элементов фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза применяют аппарат нелинейного программирования, реализуемого в модуле оптимизации. Смысл последней заключается в нахождении таких величин конструктивных параметров (тормозного шкива и ленты, а также фрикционной накладки), при которых некоторая величина, именуемая целевой функцией, принимает экстремальное (максимальное или минимальное) значение. При этом ряд эксплуатационных и конструктивных параметров фрикционных узлов тормоза, находящихся в этом диапазоне, или функциональных зависимостей должны удовлетворяться ограничением в виде равенств/неравенств. Оптимизационный алгоритм, который реализуется в Ansys Workbench, обладает универсальностью, достаточной для решения типовых задач, но в то же время, содержит ряд особенностей, которые точно необходимо учесть. Блок-схема алгоритма проиллюстрирована на рис. 3.

С увеличением массы, в которой распределяется теплота, также увеличивается поверхность теплоотдачи обода тормозного шкива за счет теплорассеиваемой поверхности его боковых стенок. Поэтому выбор конструкции фрикционного узла производится в зависимости от требований к его габаритам, энергонагруженности поверхностных и приповерхностных слоев пар трения, допустимой удельной нагрузке на контакте, контактной жесткости элементов пары трения, развиваемого тормозного момента и допустимой поверхностной температуры для рабочих слоев полимерной накладки.

При проектировании составного тормозного шкива задавались следующими ограничениями:

– температура поверхности трения составного тормозного шкива составляет 390°C;

– полированная площадь нижней части обода шкива должна составлять 2/3 площади от поверхности трения верхней его части;

– внутренняя поверхность (матовая) кольцевых камер и отверстий между ними должна составлять 20-25% от наружных матовых поверхностей тормозного шкива. Эффективность воздушного охлаждения должна быть одинаковая за счет количества воздуха, попадающего внутрь тормозного шкива;

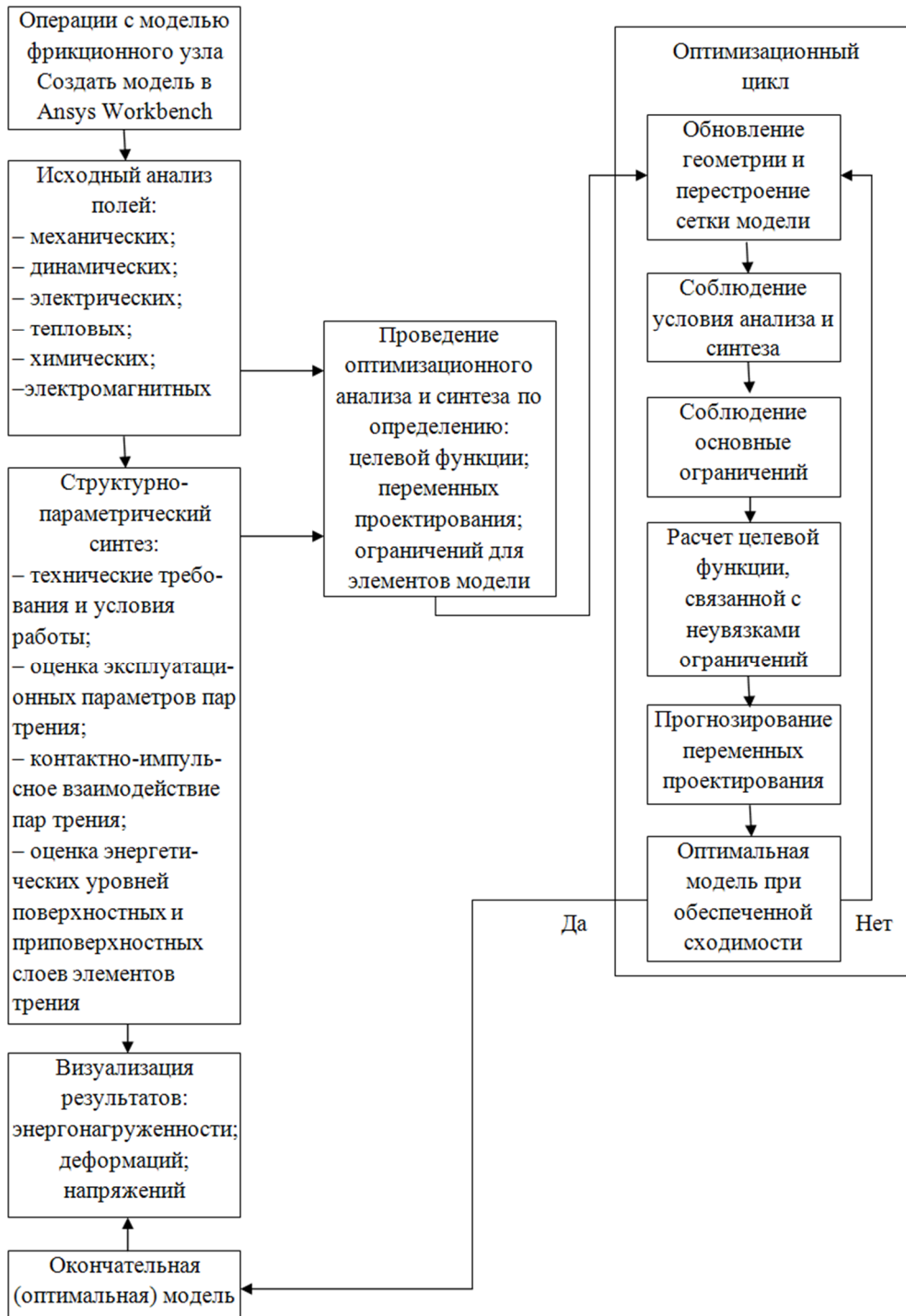


Рис. 3. Блок-схема алгоритма оптимизации конструктивных параметров фрикционного узла

– толщина верхней части шкива – 16,0-18,0 мм; нижней части – 8,0-10,0 мм; объем камеры с жидкостью должен обеспечить отвод количества теплоты не менее 30% при температуре 390°C;

– градиент температуры для верхней части шкива – до 25,0°C/мм; в перегородке камер – до 10,0°C/мм; через стенку камеры – до 50,0°C/мм.

На основании вышеизложенного на рис. 4 представлен чертеж спроектированного составного тормозного шкива с жидкостной камерой. Следует отметить, что камера спроектирована без впускного и выпускного клапанов.

В табл. 2 приведены основные конструктивные и эксплуатационные параметры серийных и усовершенствованных пар трения ленточно-колодочных тормозов.

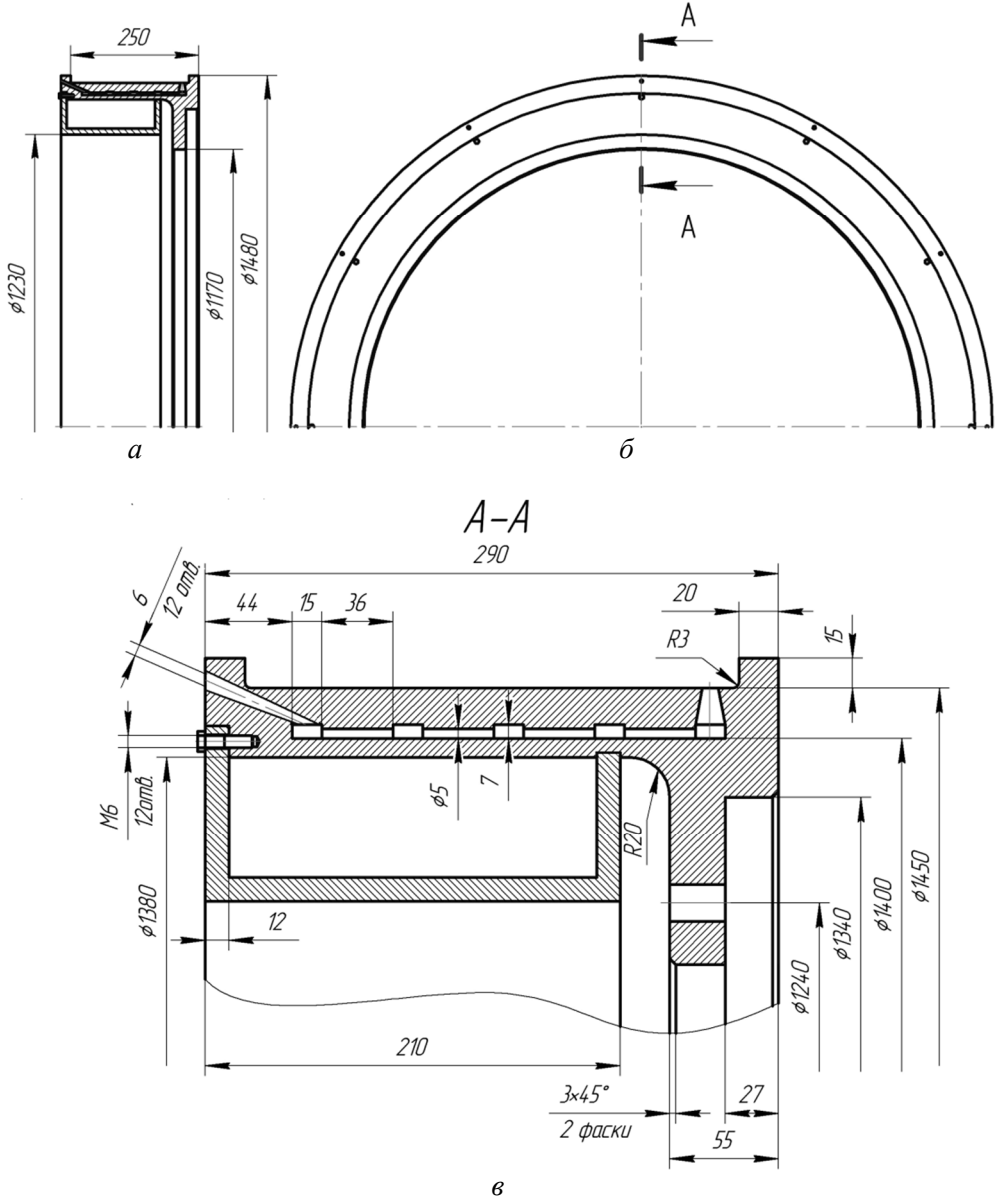


Рис. 4. Спроектированный составной тормозной шкив буровой лебедки с жидкостной камерой

Таблица 2

Основные эксплуатационные параметры серийных и усовершенствованных пар трения ленточно-колодочных тормозов

№ п/п	Эксплуатационные параметры	Пары трения ленточно-колодочного тормоза:		
		серийные	усовершенствованные	
1.	Вес тормозного шкива, кН: без камеры	4,744	4,508	
	с камерой без жидкости	-	5,849	
	с камерой и жидкостью	-	6,303	
2.	Момент инерции тормозного шкива, кг·м ² : без камеры	233,85	221,89	
	с камерой без жидкости	-	278,48	
	с камерой и жидкостью	-	298,58	
33.	Динамический коэффициент трения, f	0,33	0,38	
	стабильность, $\alpha_{cm} = f_{cp}/f_{max}$	0,90	0,926	
	Колебание, $\alpha_k = f_{min}/f_{max}$	0,79	0,83	
4.	Торможения: эффективность, $\beta_{эф} = \alpha_{cm}/\tau^2, 1/c^2$	0,00625	0,00643	
	приведенная эффективность, $H_{эф.м.} = \alpha_{cm}/(\tau^2 \cdot \Delta g), 1/(c^2 \cdot \Gamma)$	$1,036 \cdot 10^{-2}$	$1,227 \cdot 10^{-2}$	
5.	Удельные нагрузки, p , МПа	1,2	1,2	
6.	Тормозной момент, M_T , кНм	174,3	200,7	
7.	Температуры и их градиенты, °С / (°С/мм)	шкива	составного шкива	
			верхней	нижней
			части	
	поверхностные;	390/1,2	390/1,8	390/1,9
	объемные	358/2,4	340/4,39	270/6,5
8.	Температурные напряжения и их градиенты, МПа / (МПа/мм)	796,85/4,61	406,56/9,24	189,79/3,04
9.	Износ накладок, Δg , г	60,3	52,4	

Проведенный системный анализ энергонагруженности при постоянных удельных нагрузках в парах трения серийного и усовершенствованного ленточно-колодочного тормоза (табл. 2) позволил констатировать следующее:

– разработанная конструкция составного тормозного шкива с принудительной воздушно-жидкостной системой охлаждения является высокоэффективной (увеличился динамический коэффициент трения f тормозной момент на 13,1%) за счет работы материалов фрикционной накладки при поверхностных температурах ниже допустимой, т.е. 390°С, но при этом имело место увеличение веса и момента инерции составного тормозного шкива, соответственно, на 24,7% и 21,7% по сравнению с серийным тормозным шкивом;

– при одинаковой рабочей поверхностной температуре сравниваемых шкивов объемные температуры в верхней и нижней части составного шкива на 14,8% меньше, чем серийного шкива, но зато в первой конструкции наблюда-

лись большие объемные температурные градиенты на 24,8%, нежели в серийном шкиве;

– градиент температурных напряжений со стороны свободного края обода в его верхней части составляет 13,03 МПа/мм, в то время как со стороны защемленного края обода шкива достигает 10,14 МПа/мм; что касается нижней части обода шкива, то здесь по его длине наблюдаются градиенты температурных напряжений, соответственно, 2,51 МПа/мм и 6,59 МПа/мм; в первом случае это объясняется недостаточной эффективностью вынужденного охлаждения матовых поверхностей с испарительно-конденсационной жидкостной системой омывающей полированную поверхность нижней части обода.

– весовой износ накладок меньший в усовершенствованных парах трения на 13,1%, нежели в серийных парах трения тормоза.

Выводы. Таким образом, проиллюстрирован расчетно-экспериментальный метод определения потерь в окружающую среду поверхностями составных тормозных шкивов в промышленных условиях при естественном и вынужденном охлаждении воздухом с последующим их проеткированием.

Список литературы

1. Кириллин В.А. Основы экспериментальной термодинамики / В.А. Кириллин, А.Е. Шейдлин. – М. – Л: Государственное энергетическое издательство, 1950. – 310с.
2. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент. Справочник / Е.В. Аметистов, В.А. Григорьев, Б.Т. Емцев и др.: Под общ. ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. – М.: Энергиздат, 1982. – 512 с.
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.
4. Нестационарный теплообмен / В.К. Кошкин, Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер и др. – М.: Машиностроение, 1973. – 328с.

Стаття надійшла до редакції 07.10.2017

М. В. КИДРАЧУК, В. С. СКРИПНИК, І. О. БЕКІШ, В. М. ЧУФУС

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

У матеріалах статті приведено оптимізаційне проектування складеного гальмівного шківва з урахуванням циркулюючих в ньому теплових потоків і градієнтів коефіцієнтів теплопередачі.

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

M. V. KINDRACHUK, V. S. SKRYPNYK, I. O. BEKISH, V. M. CHUFUS

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

The materials of the article show the optimization design of the composite brake pulley, with heat currents circulation in it and the gradients of the heat transfer coefficients.

The purpose of the work is to justify the approach and design the composite brake pulley with air-liquid cooling system.

In this publication, the following issues are considered in relation to the problem being solved: heat exchange processes for air-liquid cooling of improved friction pairs of a band-block brake; design evaluation of the energyloading of the composite brake pulley; optimization design of the composite brake pulley.

We've illustrated the calculation and experimental method for determining the losses to the environment by the surfaces of composite brake pulleys under industrial conditions under natural and forced cooling by air with the following design of brake pulley.

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

References

1. Kirillin V.A. Osnovyi eksperimentalnoy termodinamiki / V.A. Kirillin, A.E. Sheydlin. – М. – L: Gosudarstvennoe energeticheskoe izdatelstvo, 1950. – 310s.

2. Teplo- i massoobmen. Teplotekhnicheskiiy eksperiment. Spravochnik / E.V. Ametistov, V.A. Grigorev, B.T. Emtsev i dr.: Pod obsch. red. V.A. Grigoreva i V.M. Zorina. – М.: Ener-gizdat, 1982. – 512 s.

3. Proektnyyi i proverochnyyi raschet friktsionnyih uzlov lentochno-kolodochnyih tormozov burovyyih lebedok / A.X. Dzhanahmedov, D.A. Volchenko, V.S. Skryipnyk i dr. – Baku: Apostroff, 2016. – 311 s.

4. Nestatsionarnyyi teploobmen / V.K. Koshkin, E.K. Kalinin, G.A. Dreytser i dr. – М.: Mashinostroenie, 1973. – 328s.

Киндрачук Мирослав Васильевич – докт. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой машиноведения, Киевский национальный авиационный университет, пр. Космонавта Комарова, 1, Киев, Украина, 03058, E-mail:nau12@ukr.net.

Скрипник 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.

Бекиш Ирина Орестивна – канд. техн. наук, доцент кафедры инженерной и компьютерной графики, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 0342 72 47 19, E-mail: arina555@rambler.ru.

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.