

УДК 621.31-213.34
В40

Збірник наукових праць УкрНДІВЕ відображає результати наукових досліджень і розробок інституту, виконаних в 2001 році в області вибухозахищеного і рудникового електрообладнання.

Збірник призначений для інженерно-технічних працівників, зайнятих в сферах розробки, виготовлення і експлуатації вибухозахищеного і рудникового електрообладнання, а також для викладачів, аспірантів і студентів вищих навчальних закладів і технікумів відповідних спеціальностей.

Редакційна колегія: доктор технічних наук, професор (общая редакция) І.Г. Ширнин, доктор технічних наук А.Н. Бурковский, кандидат технічних наук Б.Н. Ванев, доктор технічних наук, професор В.С. Дзюбан, доктор технічних наук, професор С.В. Карась, доктор технічних наук, професор Е.Б. Ковалев, кандидат технічних наук В.В. Кардаш, кандидат технічних наук Р.М. Лазебник, кандидат технічних наук В.Н. Савицкий.

*Печатается по решению научно-технического совета института
(протокол №1-02 от 11.01.2002)*

Взрывозащищенное электрооборудование: Сб. науч. тр. УкрНИИВЭ / Под общ. редакцией доктора технических наук, профессора И.Г. Ширнина. — Донецк: ООО «Оро-Восток, Лтд», 2002. — 206 с.

ISBN 966-7695-76-X

Сборник научных трудов УкрНИИВЭ отражает результаты научных исследований и разработок института, выполненных в 2001 году в области взрывозащищенного и рудничного электрооборудования.

Сборник предназначен для инженерно-технических работников, занятых в сферах разработки, изготовления и эксплуатации взрывозащищенного и рудничного электрооборудования, а также для преподавателей, аспирантов и студентов вузов и техникумов соответствующих специальностей.

УДК 621.31-213.34

ISBN 966-7695-76-X

© Украинский научно-исследовательский проектно-конструкторский и технологический институт взрывозащищенного и рудничного электрооборудования с опытно-экспериментальным производством, 2002

ВВЕДЕНИЕ

Казалось бы, совсем недавно был опубликован сборник научных трудов УкрНИИВЭ "Взрывозащищенное электрооборудование", посвященный 40-летию института, и вот новая дата - "45".

Пять лет для института, работающего в условиях экономического кризиса, переживаемого Украиной, - это весьма значительный срок.

И все-таки, несмотря на объективные трудности, можно с удовлетворением констатировать, что свое 45-летие институт встречает определенными успехами в области создания новых поколений конкурентоспособного, ресурсоэнергосберегающего взрывозащищенного электрооборудования. Эти успехи нашли определенное отражение в настоящем сборнике и, кроме того, в нем помещен ряд статей, посвященных перспективам развития инновационной деятельности в области теории и практики взрывозащищенного электрооборудования.

Сборник представляет несомненный интерес для специалистов, занимающихся разработкой и эксплуатацией взрывозащищенного электрооборудования, а также для студентов и аспирантов, изучающих проблемы электрификации технологических объектов предприятий с взрывозащитными условиями производства.

лаждением; 2) в прямоугольном и круглом корпусе; 3) для установки вдоль и поперек комбайна [10,11].

Двигатели дают неограниченную возможность совершенствования комбайнов, стругов и их электропривода.

Список литературы

1. Электродвигатели 2ЭКВ3.5-100 и 4ЭДКО4-120 для привода комбайнов / А.К.Бондаренко, Ю.И.Дмитренко, К.Д.Макаров, Е.Б.Ковалев, Л.Б.Ландкоф, В.Н.Оприян, С.Г.Локшинский // Уголь Украины.- 1999.- №4.- С.25-26.
2. Новые электродвигатели для привода струговых установок / А.К.Бондаренко, Ю.И.Дмитренко, К.Д.Макаров, Е.Б.Ковалев, Л.Б.Ландкоф, В.Н.Оприян, С.Г.Локшинский // Уголь Украины.- 1996.- №8.- С.34-35.
3. Макаров К.Д. О допустимом пусковом токе электродвигателей угольных комбайнов // Уголь.- 1983.- №4.- С.44-45.
4. Отливки роторов с медной клеткой для врубово-комбайновых электродвигателей / Н.А.Киклевич, В.Ф.Горягин, В.А.Чувашев и др. // Электротехническая промышленность. Сер. "Электрические машины".- 1977.- №3 (73). С.14-15.
5. Электродвигатель для горных машин с охлаждением вала проточной водой / А.К.Бондаренко, Ю.И.Дмитренко, Е.Б.Ковалев, Л.Б.Ландкоф, К.Д.Макаров // Электротехника.- 1994.- №9.- С.6-8.
6. Жидкостное заполнение взрывозащищенных асинхронных двигателей / А.И.Быков, Е.Б.Ковалев, Ю.И.Дмитренко, Ю.В.Расков // Электротехника.- 1978.- №10.- С.48-49.
7. Ковалев Е.Б. Анализ путей интенсификации охлаждения электродвигателей угледобывающих механизмов // Электротехника.- 1986.- №10.- С.46-49.
8. А.с. 838917 СССР, МКИ Н 02К 5/12. Жидкостнозаполненная электрическая машина / Е.Б.Ковалев, Ю.И.Дмитренко.- Б.И.-1981.- №22.
9. Дмитренко Ю.И., Ковалев Е.Б., Непочатов В.В. Исследование низковольтных электродвигателей с жидкостным заполнением для привода узкозахватных машин и комплексов // Взрывозащищенное электрооборудование: Сб. науч. тр. ВНИИВЭ.- Донецк, 1980.- С. 40-44.
10. Электродвигатели ЭКВ5-250 для привода угольных комбайнов / А.К.Бондаренко, Ю.И.Дмитренко, К.Д.Макаров, Е.Б.Ковалев, Л.Б.Ландкоф, В.Н.Оприян, С.Г.Локшинский // Уголь Украины.- 1997.- №5.- С.33-34.
11. Электродвигатель ЭКВ4 - 250 для привода комбайна ГШ-500 / А.К.Бондаренко, Ю.И.Дмитренко, К.Д.Макаров, Е.Б.Ковалев, Л.Б.Ландкоф, С.Г.Локшинский, В.Н.Оприян // Уголь Украины.- 1999.- №9.- С.14-15.

УДК 621.313:621.315.615

Ю.Е. Николаенко, канд. техн. наук, Минпромполитики Украины,
Е.Б. Ковалев, д-р техн. наук, профессор,
В.В. Непочатов,
Н.П.Ткачук, канд. техн. наук, УкрНИИВЭ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ С ЖИДКОСТНЫМ ЗАПОЛНЕНИЕМ И СПЕЦИАЛЬНЫМИ СИСТЕМАМИ ОХЛАЖДЕНИЯ

К шахтному электрооборудованию постоянно предъявляются повышенные требования по уменьшению его габаритов, обусловленные особенностью монтажа и замены электрооборудования в стесненных горно-геологических условиях.

Дальнейшее уменьшение габаритов асинхронных двигателей (АД) при той же мощности возможно только путем применения более эффективных методов охлаждения, одним из которых является охлаждение его активных частей диэлектрической жидкостью (ДЖ). Такой способ охлаждения позволяет решить главную задачу - повысить интенсивность теплообмена непосредственно с наиболее нагретых частей АД. Проведенные предварительные исследования на макетах показали, что жидкостно-заполненные АД в сочетании с охлаждением корпуса проточной водой имеют мощность примерно в 3...4 раза большую мощности АД воздушным охлаждением при тех же габаритных размерах.

Следует отметить, что в таких АД вид и конструктивное исполнение теплообменников наружного цикла во многом определяется требованиями конкретных условий эксплуатации. Среди основных решений возможны следующие варианты: 1) АД с аксиальной внутренней циркуляцией ДЖ и встроенным в корпус теплообменником, охлаждаемым проточной водой; они могут применяться на очистных и проходческих комбайнах угольных шахт с использованием проточной воды из систем проветривания; 2) АД с принудительной циркуляцией ДЖ под давлением и вынесенным испарительным теплообменником; они перспективны для привода механизмов с ограниченным использованием воды, например, при добыче калийных руд. Для проведения экспериментальных исследований различных систем жидкостного охлаждения был изготовлен макетный образец подобного комбайнового АД мощностью 315 кВт (рис. 1). Он имеет прямоугольный корпус с одним выступающим концом вала и шлицами под зубчатую муфту для соединения с приводом. Основная оболочка АД герметизирована и заполнена ДЖ марки ФМ5,6-АВ для исключения утечки которой на валу установлены торцевые уплотнения. Для создания замкнутой внутренней циркуляции ДЖ в магни-

топроводе ротора выполнены аксиальные каналы, а в корпусе - два охладителя, которые соединены с внутренней полостью АД отверстиями. Движение ДЖ осуществляется при помощи напорного элемента, смонтированного на валу. В корпусе и подшипниковых щитах были выполнены каналы, по которым при необходимости пропусклась проточная вода. Элементы системы водяного охлаждения корпуса и подшипниковых щитов соединены между собой, образуя последовательную гидравлическую цепь. Обмотка статора выполнена из жестких катушек на номинальное напряжение 1140 В с применением изоляционных

материалов класса нагревостойкости "Н". Ротор двигателя - с литой алюминиевой короткозамкнутой обмоткой.

Для оценки эффективности жидкостного охлаждения были проведены испытания макетного образца АД в продолжительном режиме работы. Относительный объем ДЖ составлял 75% от свободного внутреннего объема АД, расход воды в системе наружного охлаждения - 1,75 м³/ч.

Электрические и тепловые характеристики АД определялись по рабочим характеристикам, а также по результатам испытаний на нагревание при различных значениях мощности, причем для уменьшения влияния случайной ошибки - не менее трех раз при каждом значении.

Зависимости превышения температуры обмотки статора t_1 и ротора t_2 над температурой охлаждающей воды на входе в охладитель (+25 °С) от соответствующих потерь в обмотках P_{M1} и P_{M2} определены путем сглаживания совокупности пар точек $[P_{M1i}, t_{1i}]$ и $[P_{M2i}, t_{2i}]$ по методу наименьших квадратов линейными функциями вида:

$$t_1 = t_{10} + K_c \cdot P_{M1},$$

$$t_2 = t_{20} + K_p \cdot P_{M2}.$$

Результаты регрессионного анализа (значение коэффициентов t_1 , K_c , t_{20} , K_p , коэффициента корреляции R и дисперсии D) приведены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1

Характеристика системы охлаждения	Значения коэффициентов для зависимости $t_1 = t_{PM1}$			
	$t_{10}, ^\circ\text{C}$	$K_c, \text{C/кВт}$	R	D
Жидкостное охлаждение без аксиальной циркуляции, теплообменник в корпусе, охлаждаемый проточной водой	32,615	7,6575	0,9995	3,205
То же с аксиальной циркуляцией	32,6628	6,0237	0,9961	3,675

Таблица 2

Характеристика системы охлаждения	Значения коэффициентов для зависимости $t_2 = t_{PM2}$			
	$t_{10}, ^\circ\text{C}$	$K_c, \text{C/кВт}$	R	D
Жидкостное охлаждение без аксиальной циркуляции, теплообменник в корпусе, охлаждаемый проточной водой	39,993	5,276	0,987	35,90
То же с аксиальной циркуляцией	37,098	3,43	0,975	6,100

В результате испытаний установлено, что: 1) при непосредственном жидкостном охлаждении без внутренней аксиальной циркуляции ДЖ со встроенным в корпус теплообменником, охлаждаемым проточной водой, полезная мощность АД составляет 290,67 кВт; 2) система с внутренней аксиальной циркуляцией ДЖ позволяет снизить температуру обмотки статора на 37,8 °С, ротора - на 34,3 °С и повысить допустимую полезную мощность до 328,2 кВт (рисунок 2).

Для экспериментального определения характеристик макетного образца АД со специальной системой охлаждения использовалась экспериментальная установка, приведенная на рисунке 3.

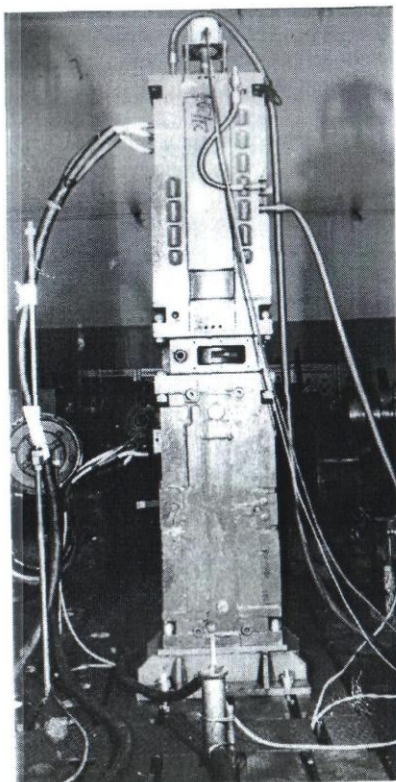
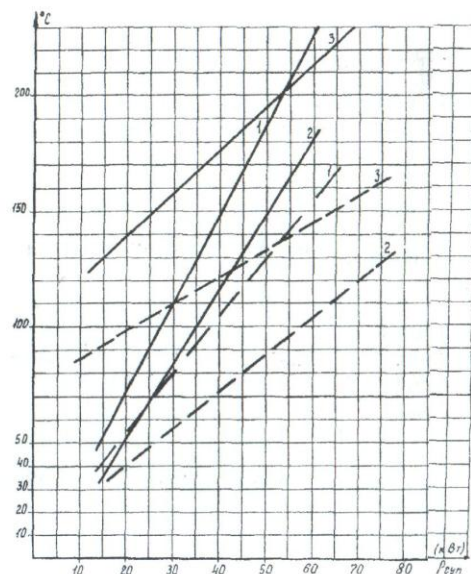


Рисунок 1 - Макетный образец комбайнового АД мощностью 315 кВт



- $t_{\text{статора}}$; $t_{\text{ротора}}$;
- 1 — жидкостное охлаждение без аксиальной циркуляции;
 - 2 — жидкостное охлаждение с аксиальной циркуляцией и теплообменником в корпусе;
 - 3 — жидкостное охлаждение с принудительной циркуляцией ДЖ и испарительным теплообменником

Рисунок 2 - Зависимость превышения температуры обмоток над температурой воды на входе в охладитель от суммарных потерь в обмотках

Испытуемый двигатель 1 устанавливался вертикально на подставку 2, закрепленную к фундаментной плите 3. Для создания нагрузки и использовался аналогичный жидкостно-заполненный АД с короткозамкнутым ротором 4, работающий в режиме генератора. Корпуса нагрузочной машины и испытуемого АД соединялись между собой через проставку 5, обеспечивающую соосность роторов. В системе охлаждения испытуемого АД обеспечивались принудительная циркуляция ДЖ через зор между статором и ротором при помощи насоса 7 и охлаждение ДЖ в вынесенном теплообменнике 6 в режиме кипения воды в открытой емкости, соединенной с окружающей средой.

В состав выносной системы охлаждения входят: испытательный теплообменник 6, что состоящий из бака, заполненного водой, и

трубчатого змеевика, в котором теплообмен между ДЖ и водой осуществляется в режиме кипения воды на наружной поверхности трубчатого змеевика (общая длина змеевика - 35 м, наружный диаметр трубы - 33,5 мм, толщина стенки - 3,2 мм); шестеренчатый насос 7 с приводным двигателем постоянного тока 8; компенсирующий резервуар 9.

Циркуляция ДЖ в этой системе осуществляется по схеме: насос (выход) - змеевик теплообменника - испытуемый АД - компенсирующий резервуар - насос (вход). Направление движения ДЖ в АД - снизу вверх. Изменение расхода циркулирующей ДЖ обеспечивается за счет регулирования частоты вращения насоса путем изменения напряжения якоря приводного двигателя.

Резервуар 9 имеет сообщение с окружающей средой и служит для компенсации теплового расширения ДЖ, а также для создания небольшого избыточного количества ДЖ, что обеспечивает надежную работу замкнутой системы циркуляции.

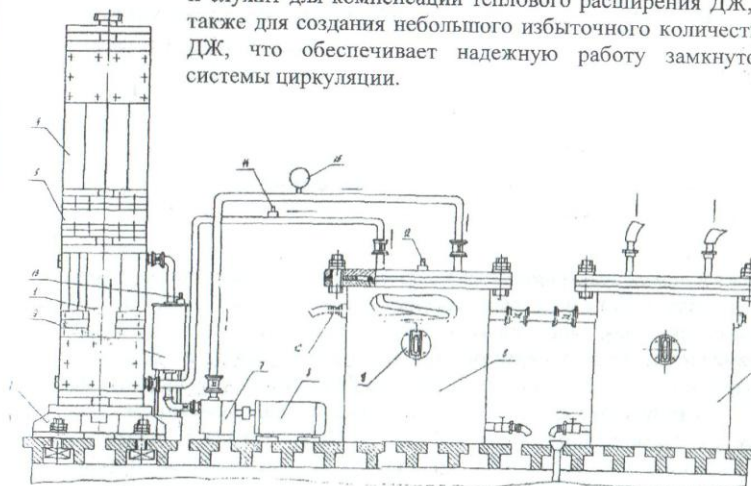


Рисунок 3 - Схема экспериментальной установки

Контроль уровня воды в теплообменнике 6 осуществляется при помощи смотрового окна, а пополнение воды (при необходимости) производится от водопроводной сети через штуцер 10.

Для конденсации водяного пара, образующегося в процессе испытаний, использовался дополнительный теплообменник - конденсатор 11, аналогичный испарительному, в котором через змеевик пропусклась проточная вода. Внутренние полости теплообменников 6 и 11 соединены между собой при помощи трубы, поэтому конденсатор 11 является пассивным устройством по отношению к испытуемому АД и не влияет на его тепловые характеристики.

Для определения средней температуры воды в испарителе и температуры ДЖ на выходе из АД использовались термопреобразователи сопротивлений типа ТСМ, соответственно 12 и 13, а температура ДЖ на выходе испарителя определялась при помощи медь-константанового термоэлектрического преобразователя 14. Избыточное давление в системе (на выходе ДЖ из насоса) контролировалось манометром 15.

В процессе гидравлических испытаний системы охлаждения определялись зависимости потерь давления ΔH в ее элементах (АД и змеевике) от расхода диэлектрической жидкости Q . При этом гидравлические характеристики АД определялись при вращающемся с синхронной частотой роторе. Расход ДЖ измерялся методом мерного сосуда, а температура ДЖ при измерениях отличалась от температуры окружающего воздуха не более чем на $10...15^\circ\text{C}$.

В результате испытаний установлено, что зависимость потерь давления в двигателе $\Delta H_{\text{дв}}$ и в змеевике $\Delta H_{\text{зм}}$ в МПа от расхода Q , выраженного в $\text{м}^3/\text{ч}$, описываются формулами:

$$\Delta H_{\text{дв}} = 1,62 \cdot 10^{-3} \cdot Q^2;$$

$$\Delta H_{\text{зм}} = 6,77 \cdot 10^{-3} \cdot Q^2.$$

Суммарный перепад давления в системе равен

$$\Delta H = 8,39 \cdot 10^{-3} \cdot Q^2.$$

Низкое гидравлическое сопротивление АД при движении ДЖ в аксиальном направлении через зазор между статором и ротором, вероятно, обусловлено наличием параллельных паразитных потоков, так как при подготовке макетного образца к испытаниям отсутствовала техническая возможность полной герметизации полостей на корпусе АД. Поэтому гидравлические характеристики должны быть уточнены дополнительно.

В результате испытаний на нагревание при суммарном давлении ДЖ в системе ее циркуляции 0,2 и 0,25 МПа (таблица 3) оказалось, что при средней температуре обмотки статора T_1 , определенной методом сопротивления по возрастанию активного сопротивления обмотки статора в нагретом состоянии (180°C для класса нагревостойкости изоляции "Н") по отношению к сопротивлению в холодном состоянии, полезная мощность АД при давлении в системе циркуляции диэлектрической жидкости 0,25 МПа составляет 305,5 кВт.

В этом случае расход воды Q_v при ее кипении в испарительном теплообменнике составляет:

$$Q_v = \frac{3600 \cdot P_{\text{сум}}}{r} = \frac{3600 \cdot 40,836}{2256,8} = 65,1,$$

где $P_{\text{сум}} = 40,836$ - суммарные греющие потери в двигателе, кВт;

$r = 2256,8$ - удельная теплота парообразования воды, кДж/кг.

Таблица 3

P_2 , кВт	I_1 , А	P_1 , кВт	S , %	$P_{\text{м1}}$, кВт	$P_{\text{м2}}$, кВт	$P_{\text{доб}}$, кВт	$P_{\text{сум}}$, кВт	КПД, %	$\cos\varphi$	T_1 , $^\circ\text{C}$	T_2 , $^\circ\text{C}$
При давлении в системе циркуляции ДЖ, равном 0,2 МПа											
121,4	120,00	138,48	1,30	4,182	1,691	0,692	17,055	87,67	0,584	127,6	100,1
247,5	184,00	277,77	2,93	10,670	7,703	1,389	30,252	89,11	0,764	158,4	117,7
273,4	201,00	308,17	3,33	13,090	9,686	1,541	34,807	88,71	0,776	169,4	118,5
296,9	214,39	336,11	3,72	15,279	11,783	1,679	39,231	88,33	0,794	180,0	125,4
При давлении в системе циркуляции ДЖ, равном 0,25 МПа											
123,3	120,57	140,44	1,29	4,203	1,704	0,702	17,099	87,82	0,590	125,9	93,0
265,8	194,12	298,67	3,14	11,972	8,862	1,493	32,817	89,01	0,779	161,5	117,7
305,5	219,82	346,36	3,85	16,640	12,552	1,731	40,836	88,21	0,804	180,0	118,5

Таблица 4

Тип двигателя	Характеристика системы охлаждения	Масса, кг	Мощность в режиме SI, кВт	Удельная материалоемкость, кг/кВт	Расход воды в системе охлаждения, кг/ч
4ЭДКО4-110	Охлаждение внешней поверхности воздухом, внутренняя вентиляция	1250	110	11,36	-
ЭКВ4-185	Охлаждение корпуса проточной водой	1150	160	7,18	1200
ЭКВЖ4-315	Непосредственное жидкостное охлаждение с теплообменником в корпусе, охлаждаемым проточной водой	1270	328,2	3,86	1750
ЭКВЖ4С	Непосредственное жидкостное охлаждение с принудительной циркуляцией ДЖ и вынесенным испарительным теплообменником	1270*	305,5	4,16	65,1

* Без учета массы вынесенного испарительного теплообменника

Таким образом, подтверждается практическая возможность изготовления АД с данной системой охлаждения при его мощности до 300 кВт и расходом воды до 65,1 кг/час.

В таблице 4 приведены сравнительные данные комбайновых АД с различными системами охлаждения.

Выводы: 1. Мощность АД с водяным охлаждением корпуса проточной водой в 1,46 раза выше по сравнению с мощностью АД с воздушными системами охлаждения.

2. По сравнению с АД с водяным охлаждением корпуса проточной водой применение непосредственного жидкостного охлаждения позволяет повысить мощность практически вдвое.

3. Мощность АД с непосредственным жидкостным охлаждением, принудительной циркуляцией ДЖ и вынесенным испарительным теплообменником на 5...10% ниже аналогичной системы жидкостного охлаждения с встроенным в корпус теплообменником, охлаждаемым проточной водой. Однако в этом варианте расход воды снижается приблизительно в 30 раз.

УДК 621.313.333-71

Н.Н. Ткачук, канд. техн. наук, УкрНИИВЭ,

Ю.Е. Николаенко, канд. техн. наук, Минпромполитики Украины

ИССЛЕДОВАНИЕ АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ С УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ СИСТЕМОЙ ОХЛАЖДЕНИЯ В КОРОТКОЗАМКНУТОМ РОТОРЕ

В качестве исследуемого принят асинхронный двигатель (АД) типа ЗЭДКОФ250М4, оснащенный тепловой трубой в роторе с трубчатым теплообменником, который размещен в торце вала ротора (рисунки 1 и 2). Система охлаждения этого АД включала в себя 24 охлаждающих ребра высотой 40 мм, расположенных на корпусе, наружный центробежный вентилятор с диаметром колеса $D_{2в} = 390$ мм и числом лопаток $Z_{л} = 7$ шт, шириной $b_{л} = 67$ мм, тепловую трубу в валу ротора диаметром $d_{тт} = 94$ мм, числом трубок теплообменника $n_{тр} = 24$ шт. диаметром $d_1/d_2 = 12/8$ мм/мм и длиной $l_{тр} = 122$ мм.

Результаты исследований АД показали, что тепловая труба в роторе указанной конструкции достаточно эффективна (при номинальной мощности вакууммированная тепловая труба позволяет снизить температуру обмотки статора на 17 °С).

С целью дальнейшего повышения эффективности системы охлаждения было увеличено количество охлаждающих ребер до 30 (что возможно при сохранении принятой технологии приварки ребер), а также увеличена площадь теплообменника тепловой трубы за счет увеличения длины трубок до 252 мм.

Результаты электромагнитных и тепловых исследований АД с усовершенствованной системой охлаждения показали: 1) при номинальной мощности 55 кВт превышение температуры обмотки статора над температурой окружающего воздуха Θ_1 снижается на 23,6 °С по сравнению с двигателем без тепловой трубы и составляет 82,9 °С; 2) за счет увеличения количества ребер на корпусе Θ_1 снижается на 3,8 °С; 3) общее снижение Θ_1 , по сравнению с серийным 2ЭДКОФ250М4 без тепловой трубы составляет 27,4 °С, а по сравнению с АД с тепловой трубой в роторе старой конструкции – 10,4 °С; 4) за счет предложенного повышения эффективности системы

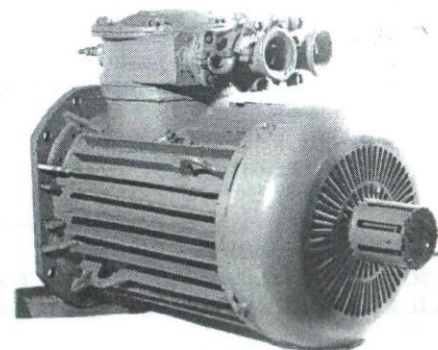
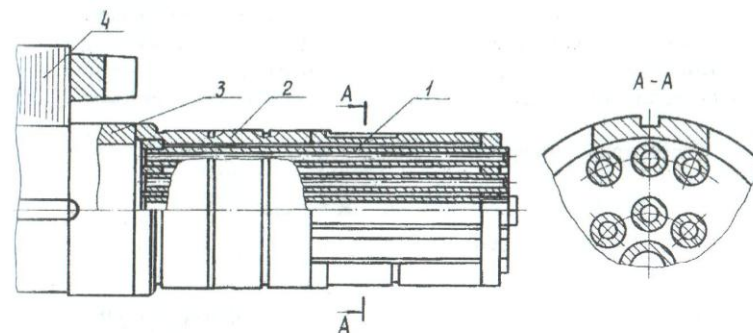


Рисунок 1- Двигатель ЗЭДКОФ250М4 с тепловой трубой в роторе и трубчатым теплообменником



1 - трубки охлаждения, 2 - корпус теплообменника, 3 - полый вал, 4 - ротор

Рисунок 2 - Теплообменник тепловой трубы