

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

К. А. АЛИХАНИЯ

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ
ОСОБЕННОСТЕЙ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ
МАЛОЙ МОЩНОСТИ С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ

При проектировании современных технических средств наряду с повышенными требованиями по надежности выдвигаются и требования минимальной материалоемкости. Применительно к низковольтным асинхронным электродвигателям (АД) общепромышленного назначения мощностью 60—550 Вт указанные требования реализованы поэтапно: модернизацией двигателей 4А (двигатели 4ААМ) и разработкой новой серии АИ. Двигатели основного исполнения серии АИ высотой оси вращения (*в.о.в.*) 45—63 мм по сравнению с 4А и 4ААМ соответствующих *в.о.в.* должны иметь следующие принципиальные отличия: низкий уровень звука, меньшую массу и повышенную надежность.

Уровень звука двигателей 4ААМ, в среднем, на 5 дБА ниже уровня звука двигателей 4А, а для двигателей АИ с привязкой мощности к установочным размерам в соответствии с нормами «Сепетек» указанное снижение звука должно достигать до 10 дБА. Двигатели 4ААМ и АИ по своим техническим характеристикам наиболее существенно отличаются по показателям надежности. Если двигатели 4ААМ имеют вероятность безотказной работы (ВБР) 0,9 за наработку 10000 ч, то двигатели АИ должны иметь такую же ВБР за 20000 ч наработки. Обеспечение упомянутой повышенной надежности двигателей осложнено тем, что оно должно сопровождаться уменьшением материалоемкости. Последнее может существенно снизить надежность изделия, если на стадии его проектирования недостаточно строго оценить запасы прочности и жесткости выбранных узлов и элементов. Повышения надежности двигателей с уменьшением массы конструктивных элементов возможно лишь при наличии: а) определенной информации о причинах отказов и показателях надежности двигателей базовых конструкций; б) расчетных и экспериментальных методов оценки тех или иных предполагаемых конструктивных изменений базовых двигателей.

Анализ стендовых испытаний и подконтрольной эксплуатации показал, что отказы обмотки составляют 64% от общего количества отказавших машин, при этом по характеру повреждения обмоток отказы двигателей серии 4А с *в.о.в.* 50—60 мм распределяются следующим образом: межвитковые замыкания — 80%; повреждения межфазной изоляции —

5%; пазовой изоляции — 3%. Отказы подшипниковых узлов составляют 36% от общего количества отказов, при этом основной их причиной является высыхание смазки. Результаты подконтрольной эксплуатации также подтвердили упомянутое распределение отказов обмотки и подшипниковых узлов двигателей.

На этапе проектирования серии АИ с в.о.в. 45—63 мм обеспечение низкого уровня шума, снижение материалоемкости и повышение надежности были достигнуты рядом конструктивных изменений двигателей базой конструкции:

- оптимальным расчетом поперечной геометрии двигателей;
 - применением узких подшипников с улучшенными показателями шума и надежности (расчетный ресурс 20000 ч, ВБР не ниже 0,9 при 20000 ч наработки);
 - использованием высокопрочного алюминиевого сплава для подшипниковых щитов и корпуса и новых сочетаний посадок замковых поверхностей узлов электродвигателей;
 - уменьшением коэффициента заполнения паза и применением обмоточного провода с изоляцией класса нагревостойкости F;
 - разработкой нового вентиляционного узла;
 - введением в технологию обработку сердечника статора для обеспечения равномерности воздушного зазора;
 - использованием четырехразъемных литформ для литья станин.
- Уменьшение массы двигателей АИ по сравнению с 4ААМ было достигнуто за счет уменьшения массы станин и подшипниковых щитов (табл. 1).

Таблица 1

в. о. в. двигателя, мм	Масса станин и подшипниковых щитов, кг		
	4А	4ААМ	АИ
50	1,05	1	0,602
56	1,23	1,06	0,92
63	1,43	1,3	1,03

Применение обмоточного провода с изоляцией класса нагревостойкости F и уменьшение коэффициента заполнения K_p влияют только на надежность межвитковой изоляции. Указанное влияние было расчетно оценено на этапе проектирования двигателей и соответственно с отраслевым стандартом ОСТ 16 0. 800. 821-81 (табл. 2).

Сравнительная оценка надежности подшипниковых узлов двигателей 4ААМ и АИ осуществлена по методике, разработанной НИИЭлектромаш (РТМ 16. 800. 717-79). Как показали расчет ВБР подшипниковых узлов двигателей АИ при наработке 20000 ч, примерно, в два раза выше ВБР подшипниковых узлов двигателей 4ААМ и 4А.

Применение высокопрочного алюминиевого сплава позволило повысить жесткость и виброактивность подшипниковых щитов, оценка которых была выполнена различными теоретическими моделями.

Таблица 2

в. о. в. двигателя, мм	4ААМ		АИ	
	K_s	P_s (т-20000 ч)	K_s	P_s (т-20000 ч)
45	—	—	0,66	0,95
50	0,71	0,9	0,67	0,935
56	0,7	0,93	0,7	0,96
63	0,72	0,92	0,7	0,95

В основу формул расчета жесткости щита были положены результаты решения плоской задачи теории упругости о напряженном состоянии толстостенного цилиндра, находящегося под воздействием внутреннего давления [1]:

$$K = \frac{2hE(D_1^2 - D_2^2)}{(1-\nu)D_2^2 + (1+\nu)D_1^2}, \quad (1)$$

где h — толщина щита, м; E — модуль упругости материала щита; D_1 — наружный диаметр щита, м; D_2 — внутренний диаметр отверстия щита, м; ν — коэффициент Пуассона материала щита.

Определение частот собственных колебаний (ч.с.к.) щитов осуществлялось по схеме колебаний кольцевых пластин с нагруженным внешним контуром и свободным внутренним [2]. Использование конечного решения классической задачи позволяло получить следующую формулу для расчета ч.с.к. щитов:

$$f = \frac{hK_s^2}{\pi D_1^2} \sqrt{\frac{Eg}{3(1-\nu^2)\gamma}}. \quad (2)$$

где K_s — коэффициент, зависящий от отношения внутреннего и наружного диаметров щита [2]; γ — удельный вес материала щита.

Расчеты для двигателей 4А (4ААМ) и АИ, проведенные по формулам (1) и (2), показали, что принятые меры по увеличению жесткости конструкций щитов смещают их частоты собственных колебаний в область высокочастотных (менее опасных) колебаний и увеличивают радиальную жесткость щитов, в среднем, на 30%. Упомянутый эффект при одних и тех же силовых возбуждениях значительно увеличивает долговечность подшипниковых узлов и вибростойкость щитов, что положительно влияет на надежность двигателей.

Применение нового, более прочного сплава в двигателях АИ по сравнению с 4ААМ (АК10М3 взамен АК7) заметно увеличило вибропрочность соединения «щит—станция», что обеспечило стабильность воздушного зазора двигателей в процессе их длительной эксплуатации. Оценка вибрационной прочности соединения «щит—станция» осуществлялась по теоретической модели, предложенной в [3]. Упругое пере-

мещение δ_0 точек соединения по линии действия динамической нагрузки $F = q \sin \omega t$ определяется формулой

$$\delta_0 = 0,83 \Delta_0 \left(\frac{F' K_n}{d \Delta_0} \right)^{\frac{2}{3}},$$

где Δ_0 — диаметральный зазор соединения, м; F' — суммарная погонная нагрузка по дуге контакта соединения, Н; d — диаметр поверхности контакта, м; K_n — коэффициент контактной податливости соединения, м³/Н; q — амплитуда динамической нагрузки, Н; ω — частота нагрузки, Гц.

Опыты показывают, что для цилиндрического контакта из сплава алюминия марки АК7 коэффициент $K_n = 0,29 \cdot 10^{-11}$, а для соединения из сплава АК10М3: $K_n = 0,2 \cdot 10^{-12}$.

Так как

$$F' = \frac{F}{\pi a} = \frac{q \sin \omega t}{\pi a},$$

где a — ширина замка «щит—станина», то получаем:

$$\delta_0 = 8,3 \cdot 10^{-7} \frac{q K_n \sin \omega t}{\pi a d} \text{ м}; \quad \delta_{0 \max} = 8,3 \cdot 10^{-7} \frac{q K_n}{\pi a d} \text{ м}. \quad (3)$$

Таким образом, упругое перемещение точек контакта замковой поверхности «щит—станина» прямо пропорционально коэффициенту податливости контакта. При равных условиях нагружения и геометрии замковых поверхностей соединение «щит—станина» двигателей 4АМ имеет упругое перемещение в 1,4 раза больше, чем для двигателей АИ.

Напряженное состояние замковых поверхностей двигателей АИ также предпочтительное. Если совместную массу щита и половину станины обозначить через m , то в точках контакта стыка будет действовать нагрузка

$$R = 8,3 \cdot 10^{-4} \frac{q K_n \omega^2 m}{\pi a d} \text{ Н},$$

что приводит к напряжениям, действующим в поперечных сечениях замковых поверхностей станины и щита

$$\sigma_1 = 8,3 \cdot \frac{q K_n \omega^2 m}{\pi a^2 d h_{c1}} \text{ Па}; \quad \sigma_2 = 8,3 \cdot \frac{q K_n \omega^2 m}{\pi a^2 d h_{c2}} \text{ Па}. \quad (4)$$

Формулы (4) позволили на этапе проектирования двигателей АИ рассчитать ожидаемые напряжения в замковых соединениях с учетом новых сочетаний посадок замковых поверхностей и оценить их допустимость с точки зрения условий прочности и жесткости

$$\sigma_1 < \sigma_{-1}; \quad \sigma_2 < \sigma_{-1}; \quad \left(\frac{d\delta}{dt} \right)_{\max} < \frac{\sigma_y}{E},$$

где σ_{-1} и σ_y — соответственно пределы выносливости и упругости материала шита.

Улучшение показателей надежности двигателей АИ на стадии их проектирования было достигнуто также за счет применения новой конструкции вентиляционного узла — пятилопастных тарельчатых вентиляторов, взамен четырехлопастных. Эффективность такого конструктивного исполнения была подтверждена известной методикой вентиляционного расчета [4].

В табл. 3 приведены расчетные результаты сравнения ВБР двигателей 4А, 4ААМ и АИ при наработке 20000 ч.

Таблица 3

В. о. в. двигателей, мм	ВБР двигателей за 20000 ч		
	4А	4ААМ	АИ
45	—	—	0,91
50	0,35	0,4	0,901
56	0,50	0,58	0,913
63	0,44	0,47	0,906

Таким образом, основные конструктивные решения, реализованные в двигателях АИ с в.о.в. 45—63 мм, гарантируют обеспечение комплекса требований по надежности, выдвинутого в качестве основного отличительного признака двигателей АИ по сравнению с двигателями 4А и 4ААМ.

НИИЭлектромаш

18. IV. 1984

Կ. Ա. ԱՐԿԱՆՅԱՆ

**ՓՈՔԸ ԶՊՐՈՒԹՅԱՆ ԱՍԻՆԵՐՈՆ ԷԼԵԿՏՐԱՇԱՐԻՉՆԵՐԻ
ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԱՅԻՆ ԱՅԽԱՉՆԱԶԱՏԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՈՒՍՈՒՄՆԱՍԻՐՈՒՄԸ
ՀՈՒՍԱԼԻՈՒԹՅԱՆ ՏՆՍԱԿՆՅՈՒՆՅՑ**

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. լ. մ.

Քննարկվում են ԱԻ սերիայի էլեկտրաշարժիչների հուսալիության ապահովման հարցերը նրանց նախազման էտապում: Բերվում են ԱԻ և 4ԱԱՄ սերիայի էլեկտրաշարժիչների հուսալիության ցուցանիշների համեմատական գնահատման արդյունքները:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Беляев Н. М. Сопротивление материалов. — М.: Наука, 1965. — 843 с.
2. Алаханян К. А. Определение резонансных частот АДММ с в.о.в. 50—63 мм на стадии их проектирования. — Изв. вузов Электротехника, 1984, № 7, с. 30—33.
3. Артемьян Г. Л. Прохождение вибрации ротора через подшипниковый узел электрической машины. — В кн.: Бразил I НТК ЕО ВНИИЭМ. — Ереван: 1974, ч. 1, с. 236—252.
4. Гурик Я. С. Кузнецов Б. И. Проектирование серий электрических машин. — М.: Энергия, 1978. — 440 с.