

На рис. 4 представлены основные выходные характеристики электродвигателя с составными магнитами при $T=25^{\circ}\text{C}$. Полученные рабочие характеристики практически совпадают с характеристиками исходного электродвигателя при той же частоте вращения вала $n=2600$ об/мин и токе якоря $I_a=19$ А (рис. 1 и рис. 4) при существенном расширении температурного диапазона.

Применение составных магнитов позволяет без существенных материальных затрат расширить температурный диапазон электродвигателей постоянного тока.

Вывод

Применение составных магнитов в системе возбуждения автотракторных электродвигателей постоянного тока позволяет без существенных материальных затрат расширить рабочий температурный диапазон, что существенно при их эксплуатации в районах с холодным климатом.

Литература

1. Акимов С.В., Москалев В.В. Во избежание размагничивания магнитов электродвигателей. – М.: Автомобильная промышленность, №9, 1994. –26-27 с.
2. Акимов С.В., Борискин П.И. Расчет автотракторных электродвигателей с возбуждением от составных магнитов по схемам замещения. – М.: Электроника и электрооборудование транспорта, №1, 2007. – 12-13 с.
3. Куневич А.В., Подольский А.В., Сидоров И.Н. Ферриты: Энциклопедический справочник. В 5 томах. Т. 1. Магниты и магнитные системы. – СПб.: Информационно-издательское агентство «ЛИК», 2004.— 358 с.: ил.
4. Грузков С.А. и др. Магнитные материалы, обмоточные, монтажные и бортовые провода для системы электрооборудования летательных аппаратов. – М.: МЭИ, 2005. – 181 с.

Пути совершенствования механического привода генератора энергоснабжения пассажирского вагона

к.т.н., проф. Баловнев Н.П., Вавилов П.Г.
МГТУ «МАМИ»

Предлагается использовать в приводе генератора энергоснабжения пассажирского вагона клиноременной передачи с подпружиненным натяжным шкивом. Это обеспечит увеличение ресурса ремня не только без снижения тяговой способности передачи, но и с некоторым ее увеличением.

В настоящее время наибольшее распространение получила индивидуальная система электроснабжения пассажирских и почтовых вагонов, используемых на железных дорогах России и стран СНГ. Она является более предпочтительной по сравнению с централизованной, поскольку обеспечивает более высокую общую надежность системы электроснабжения поезда, а вагон обладает большей маневренностью при формировании поездов, прост в обслуживании в эксплуатации.

Индивидуальная система энергоснабжения включает в себя генератор с механическим приводом от оси колесной пары и аккумуляторные батареи. Из всего многообразия применяемых механических приводов подвагонного генератора наиболее распространенным является привод с клиноременной передачей [1,2], который, однако, также не лишен недостатков. Основным из них, по нашему мнению, является способ натяжения ремня клиноременной передачи. Несмотря на то, что натяжение ремней производится автоматически с помощью пружины, ведомый шкив установлен на шарнирно подвешенном генераторе. При такой схеме ремни клиноременной передачи дополнительно натягиваются или ослабляются за счет реактивного момента в зависимости от направления вращения, а, следовательно, от направления движения вагона. В результате ремни значительную часть времени перетянуты, а их ресурс крайне низок. Попытка устранить натяжение за счет реактивного момента введением карданной передачи не привела к ощутимому увеличению ресурса ремней, так как ремни приходится натягивать из расчета передачи максимальной нагрузки, тогда как нагрузка ме-

няется в значительном диапазоне в зависимости от скорости движения вагона и объема потребляемой электроэнергии.

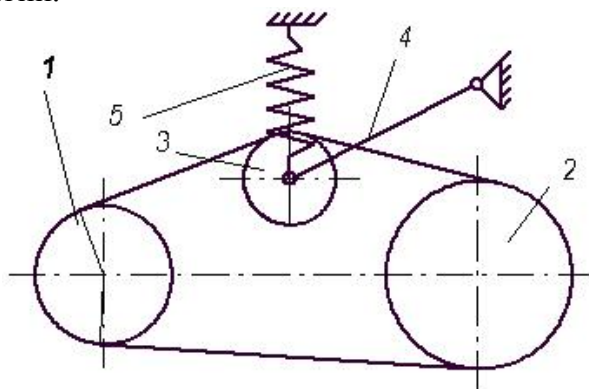


Рис. 1

1- ведущий шкив; 2-ведомый шкив; 3- натяжной шкив; 4- рычаг; 5- пружина.

Одним из наиболее перспективных решений указанной проблемы, на наш взгляд, является применение клиноременной передачи с подпружиненным натяжным шкивом, схема которой показана на рис. 1 при условии обеспечения ее реверсивности.

При рациональном проектировании такая передача может обеспечить:

- повышенную тяговую способность вследствие увеличения суммарного натяжения ветвей ремней с ростом передаваемой нагрузки;
- более высокую долговечность ремней, поскольку ремни будут натянуты в соответствии с передаваемой нагрузкой;
- автоматическую компенсацию вытяжки ремней без значительной потери тяговой способности передачи, а, следовательно, упрощение технического обслуживания передачи с подпружиненным натяжным шкивом

Нормативно-техническая документация в части развития клиноременных передач, учитывающая различные способы натяжения, не всегда в полной мере отражает веяния времени. Известные методики по расчету и проектированию клиноременных передач с автоматическим натяжением ремня построены на основе общей теории клиноременных передач при жесткой регламентации отношения натяжений ведущей и ведомой ветвей ремня. Это не позволяет максимально использовать возможность снижения величины предварительного натяжения ремня и тем самым увеличить его ресурс. Отчасти такой подход правомерен только для передач с автоматическим натяжением за счет перемещения ведущего или ведомого валов передач под действием пружины или груза. Для других типов самонатяжных передач целесообразно и необходимо снижать величину предварительного натяжения [3].

Практически единственная апробированная методика расчета клиноременных передач с подпружиненными натяжными шкивами, изложенная в работе [4], основана на том, что должны соблюдаться следующие условия:

- напряжения в ремне вновь спроектированной передачи не должны превышать напряжения в передаче открытого типа, рассчитанной по ГОСТ;
- напряжения от предварительного натяжения во вновь спроектированной передаче должны быть равны $\sigma_0^* = 0,6...0,8$ МПа для ремней нормального сечения и $\sigma_0^* = 1,0...1,2$ МПа для ремней узкого сечения;
- коэффициент запаса по тяговой способности должен быть $[K_T] \geq 1,5...2,0$.

На наш взгляд первое и третье условие входят в противоречие со вторым и не обеспечивают возможность получения рациональной конструкции при максимально возможном использовании положительных свойств таких передач.

Поскольку на тяговую способность ременной передачи с подпружиненными шкивами центробежные силы влияния не оказывают, то сравнивать ее следует с передачей открытого типа с подвижным валом и натяжением пружинной или грузом, для которой это также имеет

место. И как показывает анализ, если руководствоваться рекомендациями работы [3], то исходное отношение натяжений должно быть $m = \frac{F_1}{F_2} = 8,33$ (здесь F_1 и F_2 - силы натяжения

ведущей и ведомой ветвей ремня). Окончательно с некоторым запасом можно рекомендовать для передач с подпружиненными натяжными шкивами $m = 8$, а не $m = 5$, как это принято в документах JSO [5]. Это обеспечит увеличение ресурса ремня не только без снижения тяговой способности передачи, но и с некоторым ее увеличением. Следует отметить, что, несмотря на значительное количество работ, посвященных самонатяжным ременным передачам, ремень в них, как правило, рассматривается в виде гибкой нерастяжимой нити. Как показали многолетние исследования В.К. Мартынова [6], получить современную и точную методику расчета и проектирования ременной передачи не представляется возможным. Кроме того, требуются дополнительные экспериментальные исследования для установления оптимальных норм предварительного натяжения ремня для рассматриваемого типа передач.

Литература

1. Терешкин Л.В. Приводы генераторов пассажирских вагонов. - М.: Транспорт, 1990, 152 с.
2. Самошкин С.Л., Доронин И.С., Чернышов А.А. Приводы генераторов индивидуальных систем энергоснабжения вагонов локомотивной тяги: Обзор. – М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1986. 44с.
3. Баловнев Н.П. Анализ методов расчета клиноременных передач. В сб. Агрегатирование и приводы сельскохозяйственных машин. М.: НПО ВИСХОМ, 1985 с. 60-71.
4. РТМ23.2.90-85. Методика проектирования и расчета клиноременных передач сельскохозяйственных машин с натяжными подпружиненными шкивами, обеспечивающими постоянство натяжения ведомой ветви. – М.: ВИСХОМ, 1984. - 34 с.
5. Пронин Б.А., Овчинникова А.А. Расчет клиноременных передач // Вестник машиностроения. 1982. № 3. с. 23-26.
6. Мартынов В.К. Разработка теории, методов расчета и проектирования современных передач трением гибкой связью. Автореферат дис. доктора техн. наук: 05.02.02 Тула. 2004 г.

Некоторые проблемы, возникающие при создании многомассовой математической модели движения автомобиля и методы их решения

д.т.н., проф. Бахмутов С.В., Гусаков Д.Н.
МГТУ «МАМИ»

Статья посвящена анализу особенностей получения многомассовой модели движения автомобиля, независимо от его конструкции и сложностей, возникающих при ее создании. Предложена методика написания уравнений движения неподдрессоренных масс в общей подвижной системе координат. Описывается роль кинематических характеристик подвески.

Очевидно, что при составлении системы уравнений, представляющей собой математическое описание автомобиля, определяющим фактором является число переменных. Оно, в свою очередь, суммируется исходя из количества масс системы и числа степеней свободы каждой из них. При исследовании управляемости и устойчивости автомобиля рассматривается общая схема движения, в которой основными массами являются кузов (поддрессоренная масса) и колеса (неподдрессоренные массы).

Главная задача – координатное согласование всех масс, входящих в систему, другими словами – выбор системы координат, единой для всех масс (только в этом случае становится возможным совместное решение уравнений, входящих в математическое описание автомобиля). Как известно, наибольшее удобство представляет собой подвижная система координат, привязанная к какой-либо массе. Такой подход позволяет вычислять координаты подвижной системы относительно неподвижной (базовой), которые, в свою очередь, используются для вычисления перемещений автомобиля. Удобство состоит в том, что моменты инер-