

может быть обеспечена снижением расходов на сбор информации, ее хранение, сокращения времени доступа. В том случае, если информационные технологии являются сдерживающим фактором в процессе принятия решений, а механизм реализации решений достаточно эффективен, за счет применения информационных технологий, помимо снижения вышеупомянутых расходов, может быть увеличено быстродействие, а стало быть, и экономическая эффективность организационно-технической системы в целом. В социальном плане непрестижный труд персонала по сбору и перемещению информации традиционными способами, например по перемещению информации на бумажных носителях, заменяется работой с электронными носителями информации и возможностями роста как специалиста по их обработке и принятию решений.

В системах с модернизируемым механизмом реализации решений и системой управления, работающей по старым правилам, экономический эффект от внедрения новых информационных технологий может быть усилен за счет повышения быстродействия организационно-технической системы в том случае, если действия исполнительного механизма были сдерживающим фактором в работе системы.

При модернизации алгоритма принятия решения появляется возможность использования в процессе управления новой информации, изменения скорости и правил ее обработки. За счет совершенствования алгоритма управления существующим технологическим процессом можно повысить экономическую эффективность организационно-технической системы путем сбережения ресурсов, затрачиваемых на достижение поставленной цели. С точки зрения эффективности использования информационных технологий внедрение нового алгоритма, предназначенного для обработки больших объемов информации, является важным моментом, так как традиционные технологии работы с большими объемами информации требуют существенного увеличения ресурсов и имеют ограничения по быстродействию.

Вопрос оценки эффективности информационных технологий систем с модернизируемой системой обработки поступающей информации и модернизируемым механизмом реализации решений можно рассматривать как проектирование организационно-технической системы в целом. Вопрос о том, какая из составляющих этой системы сыграла большую роль в увеличении экономических и социальных показателей, в этом случае имеет скорее философское, чем экономическое значение. Тем не менее, так как при решении этой задачи эффект в большей степени зависит от разработчиков алгоритма управления, то эффективность механизмов реализации решений и информационных систем, скорее всего, следует оценивать с точки зрения стоимости ресурсов, затраченных на возможные варианты воплощения этих систем.

Подводя итоги изложенного, можно сделать вывод о том, что наибольшего эффекта от внедрения информационных технологий в организационно-технических системах следует ожидать в том случае, когда в процессе их внедрения будут решены вопросы выбора оптимальных алгоритмов управления. При большом разнообразии назначений организационно-технических систем и особенностей их функционирования задача разработки оптимальных алгоритмов управления этими системами и механизмов, обеспечивающих их работоспособность, является весьма перспективным научным направлением.

Улучшение энергетических и экологических показателей полноприводных автомобилей с гидрообъемной трансмиссией за счет оптимального построения электронной системы управления

Курмаев Р.Х., Малкин М.А.

ОАО «Инновационная фирма «НАМИ-Сервис», МГТУ «МАМИ».

В последние десятилетия наблюдался прорыв в области техники и технологии, позволивший резко повысить технический уровень современных автомобилей. Прежде всего это связано с широким внедрением электронных систем, применением в автомобилестроении

новых материалов и новых технологий, позволивших повысить точность изготовления и снизить стоимость автомобильных узлов и агрегатов. Это дало возможность при проектировании новой автомобильной техники обратить внимание на перспективные конструкции, прежде не получившие широкого распространения ввиду высокой сложности и стоимости. Так, для многоосных полноприводных транспортных средств в настоящее время наиболее перспективным считается применение бесступенчатых трансмиссий, главным образом электрических и гидрообъемных.

Но применение бесступенчатой трансмиссии будет эффективно только в том случае, если она будет оснащена совершенной автоматической системой управления двигателем и трансмиссией, способной с помощью соответствующих датчиков оценивать условия движения автомобиля и в соответствии с ними изменять режим работы двигателя и трансмиссии за счет регулирования их параметров по заданному закону и, таким образом, адаптироваться к изменению внешних условий. Совместное функционирование адаптивных автоматических систем управления с бесступенчатыми трансмиссиями, имеющими возможность индивидуального подвода мощности к колёсам автомобиля и её изменения в реальном масштабе времени, позволяет реализовать так называемую «гибкую интеллектуальную» трансмиссию.

Базой для построения «гибкой интеллектуальной» трансмиссии может служить гидрообъемная трансмиссия с автоматической системой управления, т. к. помимо преимуществ, присущих ей как бесступенчатой трансмиссии, она обеспечивает возможность подвода мощности непосредственно к каждому колесу автомобиля. Также в силу присущей ей весьма малой инерционности и жёсткой кинематической характеристике гидрообъемная трансмиссия является в этом смысле наилучшим объектом для создания автоматической системы управления из всех существующих в настоящее время типов бесступенчатых трансмиссий. Именно она и будет рассматриваться в данной работе.

Достоинством автоматической системы управления, построенной на основе ЭВМ, является возможность выполнить с её помощью оптимизацию характеристик любого объекта, приспособленного к автоматическому регулированию, обеспечив тем самым работу объекта с наилучшими возможными для него эксплуатационными характеристиками и, следовательно, с наибольшей эффективностью.

В качестве критерия оптимизации энергетических показателей автомобиля может быть принят критерий минимизации общих потерь мощности.

Выражение для общих потерь мощности автомобиля может быть записано в виде следующей суммы:

$$\sum \Delta N_{авт} = \Delta N_{дв} + \sum \Delta N_{тр} + \sum \Delta N_{ход} + \sum \Delta N_{сопр}, \quad (1)$$

где: $\Delta N_{дв}$ – потери мощности в двигателе;

$\sum \Delta N_{тр}$ – сумма потерь мощности в элементах трансмиссии;

$\sum \Delta N_{ход}$ – сумма потерь мощности в элементах ходовой части;

$\sum \Delta N_{сопр}$ – сумма потерь мощности на преодоление сопротивления движению.

Потери мощности в других агрегатах не учитываются, т.к. либо они незначительны, либо влияние на них автоматического регулирования не прослеживается или отсутствует.

Оптимизация энергетических показателей автомобиля по критерию минимизации общих потерь мощности будет состоять в минимизации каждой составляющей этой суммы.

Условием оптимизации энергетических показателей автомобиля по потерям мощности в двигателе $\Delta N_{дв}$ является обеспечение его работы в оптимальном режиме. Под понятием «оптимальный режим работы двигателя» понимают такую характеристику двигателя, которая является компромиссом большого числа факторов: расхода топлива, скоростного режима, температурного режима и т.д. В нашем случае под оптимальным режимом работы двигателя будем подразумевать: в случае его работы на частичных характеристиках – режим работы с минимальным расходом топлива, а при максимальном отклонении органа подачи топлива – режим работы по внешней характеристике двигателя, начиная с частоты вращения,

соответствующей минимуму расхода топлива. Такую характеристику двигателя назовем регуляторной. При изменении величины отдаваемой двигателем мощности $\Delta N_{\text{дв}}$ должна меняться и частота его вращения $\omega_{\text{дв}}$, и двигатель должен работать по регуляторной характеристике по следующему условию:

$$\min(\Delta N_{\text{дв}}) = \Delta N_{\text{дв}}(\omega_{\text{дв}}, \alpha) \text{ [при } \Delta N_{\text{дв}} = f(\omega_{\text{дв}}), \text{ рег. хар.}] , \quad (2)$$

где: α – угол положения органа регулирования подачи топлива.

Потери мощности в гидрообъемной трансмиссии – это прежде всего сумма основных потерь в насосах и гидромоторах. Потери в других агрегатах гидросистемы незначительны по величине.

Так как насосы и гидромоторы в трансмиссии работают взаимосвязанно, условие минимизации потерь мощности в трансмиссии будет иметь вид:

$$\min(\sum \Delta N_{\text{н}} + \sum \Delta N_{\text{м}}) = \min(\sum \Delta N_{\text{тр}}), \quad (3)$$

где: $\Delta N_{\text{н}}$ – потери мощности в насосах; $\Delta N_{\text{м}}$ – потери мощности в гидромоторах.

Минимизация потерь мощности в гидрообъемной трансмиссии достигается выбором соответствующего способа регулирования гидромашин. Условием регулирования, оптимальным по потерям мощности для насосов и гидромоторов, является условие стыкового (последовательного) регулирования.

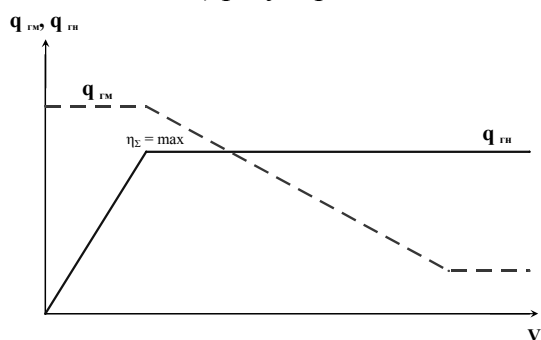


Рис. 1.

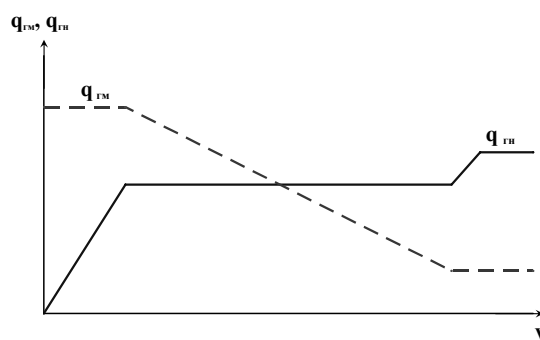


Рис. 2.

Последовательный способ регулирования заключается в следующем (рис. 1): при максимальном значении рабочих объемов гидромоторов происходит увеличение рабочих объемов насосов от нуля до максимального, а после этого регулируются рабочие объемы гидромоторов от максимального до минимального значения при данной нагрузки при максимальном значении рабочих объемов насосов.

Важным энергетическим показателем автомобиля с гидрообъемной трансмиссией является кпд трансмиссии. В ходе исследований регулируемой гидрообъемной трансмиссии к настоящему времени разработан алгоритм, позволяющий получить наибольшие значения кпд при комбинированном способе регулирования рабочими объемами гидромашин. Этот способ заключается в следующем (рис. 2): увеличение рабочего объема насоса при максимальном рабочем объеме гидромотора осуществляется до тех пор, пока суммарный кпд трансмиссии не достигнет наибольшего значения. После этого уменьшение передаточного отношения трансмиссии осуществляется за счет изменения рабочего объема гидромотора от максимального значения до минимального при сохранении рабочего объема насоса неизменным. Дальнейшее уменьшение передаточного числа вновь будет связано с изменением рабочего объема насоса до максимального значения.

Согласно теоретическим исследованиям, при использовании комбинированного способа регулирования рабочих объемов гидромашин общий кпд гидрообъемной трансмиссии возможно увеличить по сравнению с последовательным способом регулирования на 21,5%.

Мощность в ходовой части теряется в элементах подвески на рассеяние энергии гашения колебаний и колёсах на их радиальную и тангенциальную деформацию. Но так как всё выше перечисленное не зависит от автоматического регулирования трансмиссии, то потери в

ходовой части в нашем случае можно не учитывать.

Из потерь мощности на преодоление сил сопротивления движению будем рассматривать только те из них, на которые может влиять автоматическое регулирование. Это прежде всего потери на буксование колёс:

$$\sum \Delta N_{\text{сorp}} = \sum \Delta N_{\text{букс}}. \quad (4)$$

В качестве условия минимизации потерь на буксование принимается условие минимизации суммарной величины буксования всех колёс автомобиля, которое можно записать в виде:

$$\min(\sum \Delta N_{\text{букс}}) = \min(\sum \delta_{ij}). \quad (5)$$

Таким образом, с учетом выражений (2) - (5) условие оптимизации энергетических показателей автомобиля по критерию минимизации общих потерь мощности выглядит следующим образом:

$$\min(\sum \Delta N_{\text{асм}}) = \min(\Delta N_{\text{дв}}) + \min(\sum \Delta N_{\text{мп}}) + \min(\sum \delta_{ij}). \quad (6)$$

При движении автомобиля по деформируемым опорным поверхностям должны учитываться не только общие требования повышения эффективности его эксплуатации (повышение среднеэксплуатационной скорости, снижение энергетических затрат на движение, повышение проходимости, экономия топлива и т.д.), но и необходимость уменьшения разрушающего воздействия движителя на почву.

В процессе движения автомобиля по грунту происходит уплотнение слоев почвы, а также сдвиг и перемещение части грунта вследствие буксования движителей, поворота автомобиля и т.д., что приводит к разрушению растительного покрова почвы и препятствует его восстановлению в течение длительного периода времени.

Из вышеперечисленных критериев оптимизации с помощью системы управления подлжит только величина буксования, условие минимизации которой описывается уравнением (5).

Примером практической реализации «гибкой интеллектуальной» трансмиссии является макетный образец полноприводного автомобиля «Гидроход»-49061 с колесной формулой 6х6 полной массой 12 т с гидрообъемным регулируемым колесным приводом и автоматической системой управления (рис. 3).

Структурная схема автоматической системы управления гидрообъемной трансмиссии автомобиля «Гидроход»-49061 представлена рис. 4.

В состав автоматической системы управления гидрообъемной трансмиссии данного автомобиля входят следующие основные элементы:

1) бортовой компьютер;

2) система датчиков, включающая в себя:

- датчики давления рабочей жидкости в контурах гидрообъемной трансмиссии;
- датчики частоты вращения колес автомобиля;
- датчик положения органа подачи топлива;
- датчик положения педали акселератора;
- датчик угла поворота рулевого колеса;
- датчик частоты вращения коленчатого вала двигателя;
- датчик реальной скорости автомобиля.

3) система исполнительных механизмов, к которым относятся:

- встроенные механизмы поворота регулирующих органов гидромашин (поворотных дисков, поворотных блоков) с электропропорциональным управлением;
- механизм перемещения органа подачи топлива (актуатор) с электронным управлением.

Испытания опытного образца автомобиля доказали правильность разработанных теоретических положений и заложенных в его конструкцию схемных решений. Преимущества, достигаемые за счёт применения автоматической системы управления гидрообъемной

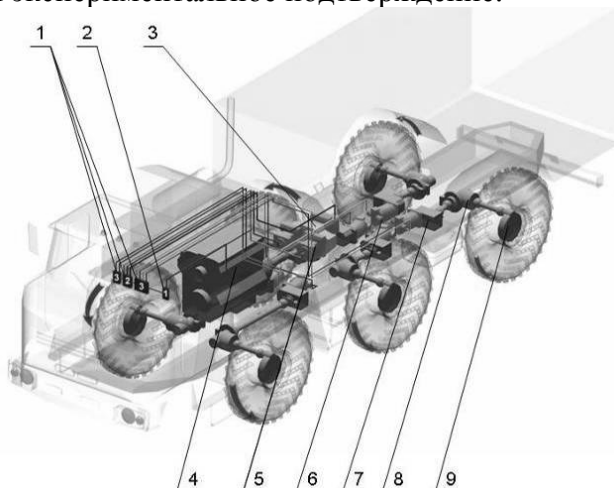


Рис. 3.

1 – микропроцессоры управления насосами и гидромоторами; 2 – микропроцессор управления двигателем; 3 – редуктор насосной станции; 4 – ДВС; 5 – насос; 6 – гидромотор; 7 – редуктор гидромотора; 8 – бортовой редуктор; 9 – колесный редуктор.

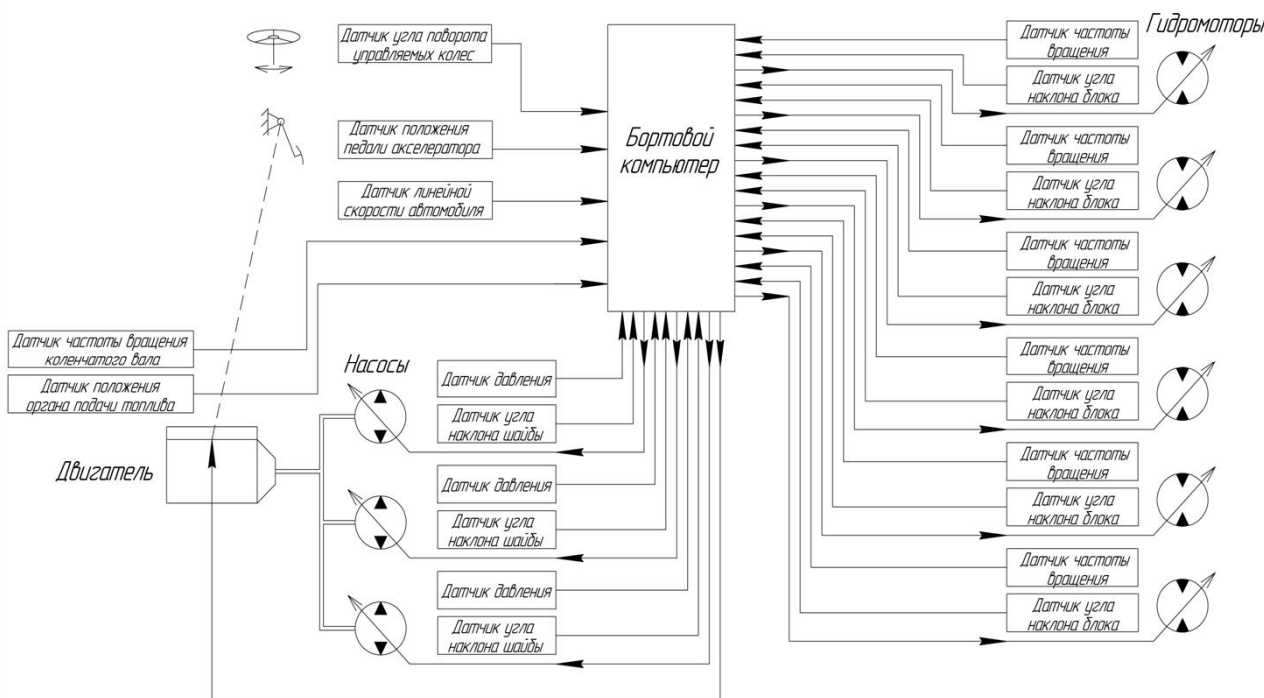


Рис. 4.

Таким образом, с точки зрения энергетических показателей автоматическая система управления гидрообъемной трансмиссией позволяет:

- Обеспечивать работу двигателя: 1) в режиме максимального КПД; 2) в режиме минимального расхода топлива; 3) в режиме максимальной силы тяги.
- Обеспечивать гибкое управление силовыми контурами условных осей с возможностью движения в зависимости от дорожной обстановки, с различными типами привода (блокированным, дифференциальным, регулируемым).
- Обеспечивать минимальное сопротивление движению и, как следствие, минимальные потери мощности.

С точки зрения экологических показателей, автоматическая система управления гидро-

объемной трансмиссией позволяет:

- Подводить к колесам транспортного средства безразрывный поток мощности во всем силовом и скоростном диапазоне с жесткой моментной характеристикой.
- Предотвратить буксование колес за счёт подвода к каждому из них такого крутящего момента, который может быть реализован по сцеплению с грунтом.
- Получать низкие (< 1 км/ч) «ползучие» скорости движения по грунту без ограничения по времени.
- Обеспечить работу двигателя при постоянной частоте вращения в наиболее экономичном режиме, что значительно уменьшает выброс вредных веществ в атмосферу.

Заключение

Итак, в представленной статье было показано, что путём построения системы управления по оптимальной схеме с учётом приведённых зависимостей при разработке алгоритмов управления достигается комплексное совершенствование автомобиля высокой проходимости, в частности, улучшаются его энергетические и экологические показатели.

Литература

1. Шухман С.Б., Бахмутов С.В., Маляревич В.Э. Схемные решения автоматического управления гидрообъемной трансмиссией полноприводного АТС. «Автомобильная промышленность», 2007, № 3, с. 15-18.
2. Курмаев Р.Х., Малкин М.А. Построение и опыт реализации автоматической системы управления гидрообъемной трансмиссией полноприводного автомобиля. Материалы международной научно-технической конференции, посвящённой 70-летию кафедры «Колёсные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана. – Москва, 2006 г., с. 82-88.

Влияние геометрической формы канала на интенсивность охлаждения шарикоподшипников быстроходного турбокомпрессора с помощью фитильной смазки

д.т.н., проф. Кустарёв Ю.С., д.т.н., проф. Меркулов В.И., Валеев А.Г.
МГТУ «МАМИ»

Исследование влияния геометрической формы канала на интенсивность охлаждения шарикоподшипников быстроходного турбокомпрессора с помощью фитильной смазки является продолжением работы [1], в которой было установлено, что ресурс подшипникового узла высокооборотного авиационного турбохолодильника может быть повышен за счёт интенсификации масляного охлаждения внутреннего кольца подшипника качения путём изменения геометрической формы масляных каналов. Данная работа посвящена оптимизации подвода смазки.

Для решения поставленной задачи, как и в прошлой работе, было проведено численное моделирование течения двухфазного потока в каналах узла подшипника турбохолодильника. Трёхмерная задача была решена в конечно-элементном комплексе ANSYS CFX. В каналах подшипникового узла моделировалось вязкое, турбулентное течение масляно-воздушной смеси. Для расчёта использовалась модель турбулентности SST [2].

Исследования проводились для канала с исходной геометрией, а также для каналов с конической вставкой (1), угол α которой варьировался в расчёте (рис. 1).

Также расчёт был проведён для двух вариантов конструкции внутреннего кольца подшипника. Первый – исходный вариант со скошенным внутренним кольцом (рис. 1), второй – с прямым внутренним кольцом. Расчётная модель включала входной участок перед подшипником, каналы в подшипнике, межлопаточные каналы вентилятора (2) и выходную (из вентилятора) полость. Расчёт был проведён с учётом вращения вала, вентилятора, стоящего за подшипником, и самого подшипника.

Результаты расчетов приведены на рисунках 2, 3, 4, 5, 6. Хорошо видно, что в исходной конструкции (рис. 2) на беговой дорожке внутреннего кольца имеются зоны с пониженной