

### Выводы

1. Кривошипно-шатунный механизм со вдвоенными кинематическими связями, реализованными посредством двух шатунов и коленчатых валов со значением дезаксиала  $e \geq R$  и коэффициента кинематического подобия  $\lambda = 0,26 \dots 0,27$ , имеет ряд преимуществ в сравнении с известными схемами кривошипных механизмов, а именно:

- практически полное отсутствие нормальной боковой составляющей  $N_{\Sigma}$ , а следовательно, снижение потерь на трение в деталях цилиндропоршневой группы;
- значительное снижение скорости перемещения поршня при его нахождении в верхней и нижней мертвых точках, что способствует улучшению процессу сгорания рабочей смеси, наполняемости цилиндра, его очистки, а также уменьшению потерь объема цилиндра на такте сжатия.

2. Для вывода зависимостей с целью определения пути поршня  $S_d$ , его скорости  $V_d$  и ускорения  $J_d$  дезаксиальных КШМ введены дополнительные коэффициенты кинематического подобия  $k_2 = e/R$  и  $k_3 = \frac{e}{(R+L)}$ .

3. Результаты расчетов кинематических параметров дезаксиальных КШМ со значением дезаксиала  $e \geq R$  и коэффициента кинематического подобия  $\lambda = 0,26 \dots 0,27$  показали значительную разницу в кинематике поршня в первом и втором полупериоде. Так, угол поворота коленчатых валов при перемещении поршня от верхней мертвой точки к нижней составляет  $185 \dots 200^\circ$ , а при движении от нижней мертвой точки к верхней –  $160 \dots 175^\circ$ . Также скорость поршня в первом полупериоде ниже, чем во втором, что способствует лучшей наполняемости цилиндра на такте впуска и лучшей очистке цилиндра на такте выпуска.

### Литература

1. Попык К.Г., Сидорин К.И. Автомобильные и тракторные двигатели, ч.2 – М.: Высшая школа, 1976. – 280с.;
2. Архангельский В.И. Автомобильные двигатели. М.: Машиностроение, 1977. – 591с.;
3. Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания: учебник для Вузов / Под ред. Н.Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение, 1979. – 392с.;
4. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 1980 – 400с.;

### **Теоретические и практические аспекты автоматизации управления скоростью тракторов**

д.т.н. проф. Шипилевский Г.Б.  
ОАО "НАТИ", МГТУ "МАМИ"

Рассмотрение этого вопроса целесообразно начать с изложения базовых концептуальных положений. Первое заключается в том, что управление скоростью осуществляется водителем, который задаёт её по своему усмотрению, так что автоматизация здесь по существу сводится к регулированию моторно-трансмиссионной установки (МТУ) трактора по настройке регулятора двигателя и по передаточному отношению трансмиссии. Второе ограничивает рассмотрение только трансмиссиями, в которых отсутствует саморегулирование, т.е. из него исключены трансмиссии с гидротрансформаторами. Третье заключается в том, что водитель задаёт скорость, руководствуясь ограниченным перечнем целей: получить максимально возможную скорость, установить и поддерживать ограниченную скорость, обеспечить желаемую интенсивность трогания и разгона до заданной скорости. Далее водителя интересует действительная скорость трактора, а регулируется его теоретическая скорость, определяемая частотой вращения выходного вала трансмиссии и радиусами колёс. Наконец, эта проблема достаточно актуальна в связи с широким применением средств автоматизации управления скоростью на последних моделях тракторов ведущих зарубежных фирм. Россий-

ским предприятиям для обеспечения конкурентоспособности также необходимо работать в этом направлении.

Перечислив цели управления скоростью трактора, мы тем самым указали задачи, которые должна решать система автоматического регулирования МТУ. Понятно, что каждая из них ставится в конкретных условиях работы, которые предъявляют вполне определённые требования к ходу её выполнения. Соответственно и алгоритмы регулирования для каждой задачи будут иметь существенные различия.

Первая задача состоит в стремлении получить максимально возможную скорость трактора. Она возникает при выполнении энергоёмких работ типа отвальной пахоты с достаточно высоким тяговым сопротивлением. Скорость трактора, как всегда, напрямую связана с производительностью, что и оправдывает это стремление (напомним, что здесь имеется в виду действительная скорость, но при допустимом буксовании можно считать эту цель реализуемой через максимум теоретической скорости). Для этого к ведущим колёсам трактора должна подводиться максимально возможная мощность, а это достигается настройкой регулятора на внешнюю характеристику и таким изменением передаточного отношения трансмиссии, которое безотносительно к изменениям сопротивления движению трактора либо удерживает величину крутящего момента нагрузки на двигатель такой, которая соответствует максимуму мощности (бесступенчатая трансмиссия), либо ограничивает её изменения вблизи этой величины в пределах, определяемых набором передаточных отношений ступенчатой трансмиссии и видом внешней характеристики двигателя (запас по крутящему моменту и степень допустимого снижения частоты вращения).

Принципы такого регулирования МТУ достаточно подробно описаны в ряде публикаций, особенно в учебных материалах по курсу "Автоматические системы тракторов", который ведётся автором в МГТУ "МАМИ" [1], где особое внимание уделено ступенчатым трансмиссиям. Можно только напомнить, что здесь оптимальное регулирование состоит в переключении передач при таких значениях внешней нагрузки, при которых в его результате не изменится мощность на выходном валу трансмиссии, т.е. частота его вращения. Для бесступенчатых трансмиссий каких-либо пояснений не требуется. Однако есть возможность обратить внимание ещё на один аспект этой задачи.

Ограничение пределов изменения крутящего момента нагрузки на двигатель, достигаемое при таком регулировании, находится в полном соответствии с классической теорией трактора, согласно которой выбор передаточных отношений трансмиссии однозначно определяется допустимой перегрузкой двигателя сверх номинального значения крутящего момента, т.е. имеющимся запасом. В связи с этим всё большее недоумение вызывает тот факт, что на зарубежных тракторах, в том числе имеющих такие системы регулирования, одновременно присутствуют большой запас крутящего момента двигателя, достигающий уровня 40-50% и более, и довольно плотное распределение передаточных отношений трансмиссии порядка 13-15%. По нашему мнению, для тракторов, особенно сельскохозяйственных общего назначения, распределение передаточных отношений можно принять гораздо более экономным, близким к величине запаса двигателя по крутящему моменту. Эффект от такого решения можно ожидать в том, что вместо 6-8 передач для диапазона скоростей от 6,5 до 15 км/час будет достаточно 4 передач с шагом порядка 30%, если автоматическое регулирование будет основным режимом.

Выигрыш в производительности трактора при выполнении работ такого рода с этим регулированием состоит в более полном использовании мощности двигателя. По сравнению с работой водителя средней квалификации повышение может достигать 10-13%, что было подтверждено в своё время испытаниями образцов соответствующих систем на тракторах К-700 и Т-150К.

Основной трудностью разработки и промышленного освоения систем такого регулирования продолжает оставаться не решённый пока вопрос о средстве измерения крутящего мо-

мента нагрузки на двигатель. На упомянутых образцах использовались различные приёмы косвенного измерения, которые не могли удовлетворить нас в полной мере.

Наличие на двигателе электронного регулятора подачи топлива в принципе (если изготовитель такой системы предусмотрел возможность обмена информацией по шине данных с известным протоколом) позволяет получить более точное косвенное измерение нагрузки. Действительно, существуют однозначные зависимости между цикловой подачей и крутящим моментом, а также между часовым расходом и мощностью. Однако программирование систем автоматического управления будет точным и эффективным при выполнении определённых и достаточно жёстких условий. Они сводятся к тому, что переключения передач должны происходить при вполне определённых значениях нагрузки, определяемых шагом передаточных отношений и видом характеристики двигателя. Отклонения от этих значений либо снизят эффект выигрыша по производительности ("запаздывающие" переключения), либо приведут к нежелательным автоколебательным процессам ("опережающие" переключения) (оба термина по [1]).

Дело в том, что указанные зависимости определяются величиной эффективного КПД двигателя. Сразу же можно сказать, что производство двигателей должно обеспечивать очень малый разброс этого показателя, а в эксплуатации он должен быть стабилен. Возможно, что зарубежные разработчики и производители уже вышли на такой уровень (по известным современным подходам снижение вариабельности в производстве является обязательным условием требуемого качества). Сведений по этому вопросу у нас, естественно, нет.

Что касается нашего производства двигателей, то в своё время мы с этой проблемой сталкивались. Так, в 1970 году при подготовке к государственным испытаниям тракторов Т-4А с автоматами вождения мы с трудом нашли на АТЗ и АМЗ два двигателя А-01М, которые развивали паспортную мощность в 130 л.с. Позже, в 1974 году, при разработке автомата переключения передач для Т-150К, мы запросили и получили с ХЗТД 50 характеристик двигателей СМД-62. В этих характеристиках разброс максимальной мощности составлял от 165 до 190 л.с.

Сопоставление этого разброса с допуском на сдаточную регулировку топливного насоса НД-22/6Б по номинальной цикловой подаче, который по ТУ составляет всего 5%, заставило считать, что главной причиной такой неоднородности следует считать большой разброс механического КПД, т.е. потерь на трение. Дальнейшее изучение этого вопроса по протоколам государственных испытаний тракторов Т-150К показало, что после обкатки номинальная мощность двигателя растёт примерно на 7-10%, а затем через какое-то время начинает падать до очередного ТО, после которого происходит восстановление. Однако примерно к 3000 моточасов накапливаются необратимые снижения, которые в конце ресурса доходят до 15-20%. Что происходит в результате ремонта двигателя, мы не выясняли.

Нужно отметить, что снижение КПД двигателя происходит неравномерно. По мере износа больше падает мощность на корректорном участке характеристики. В своё время для того, чтобы этот факт не влиял на настройку автоматического переключения передач, которое производилось только при работе на внешней характеристике, мы разработали и реализовали приёмы самонастройки, однако они не годятся для решения других задач, которые будут рассмотрены ниже.

Эти соображения показывают, что вполне назрел вопрос применения встроенных измерителей крутящего момента как основного источника информации, необходимой для качественного регулирования. Есть основания полагать, что это мнение разделяется и зарубежными разработчиками.

Прежде всего, нужно иметь в виду, что измерение нагрузки на двигатель может использоваться не только для автоматического выбора передач, составляющего существо данного способа регулирования. Известная информация по отдельным зарубежным моделям в ряде случаев подчёркивает факт управления самим переходным процессом переключения, даже

если оно производится вручную. При этом понятно, что для этого используется измерение параметров, характеризующих как условия, в которых будет происходить этот процесс, так и его протекание.

К сожалению, фирмы не сообщают подробностей, по которым можно было бы подтвердить или опровергнуть факт измерения нагрузки. Однако понятно, что при его наличии возникает возможность оптимизировать управление переходным процессом, например исходя из того, что при известной нагрузке заданный переход должен привести к известному заранее изменению этой нагрузки, и любое отклонение в ходе процесса может стать сигналом, позволяющим осмысленно корректировать его ход. Другие многочисленные упоминания о наличии такого измерения связаны с указанием на то, что включение привода независимого ВОМ производится с автоматическим управлением, которое учитывает действующую нагрузку.

Кроме того, совсем не указывается, как производится такое измерение. Единственные сведения находятся в [2], где говорится, что при регулировании двигателя с помощью системы "Motronic" учитывается прямое измерение нагрузки крутящим моментом в Нм. Там же при описании блок-схемы системы автоматического управления переключением передач в числе информационных параметров, измеряемых в двигателе, находится крутящий момент ("torque", а не "load" - нагрузка).

Правда, есть статья [3], целиком посвящённая измерению крутящего момента нагрузки в сельскохозяйственных тракторах. В ней указано, что первый патент в этой области был получен ещё в 1925 году, в котором нагрузка на выходной вал трансмиссии измерялась для регулирования глубины хода рабочих органов навесного орудия. Следующий описанный в этой статье патент относится уже к 1971 году (США, пат. 3575241). Самые свежие описания относятся уже к 1996 и 1997 годам (США, пат. 5485757 и 5596153) и содержат измерители, установленные на маховике двигателя. Здесь уже говорится о более широком использовании этого измерения для управления трансмиссией и приводом ВОМ. Кроме того, указываются диагностические возможности этого измерения.

Следующая задача (установить и поддерживать ограниченную скорость) возникает тогда, когда эти ограничения имеют место по таким объективным причинам, как безопасность движения, агротехнические требования к выполнению некоторых операций или недостаточная плавность хода. Как правило, при этом величина суммарного сопротивления движению трактора невелика, вследствие чего потребная мощность, определяемая произведением этого сопротивления на заданную ограниченную скорость, существенно ниже максимальной мощности двигателя.

Задание скорости водитель осуществляет нажатием педали (не исключается также наличие и использование органов управления, определяющих диапазон возможного задания). Регулирование при этом будет сводиться к тому, что двигатель в зависимости от нагрузки суммарным сопротивлением должен будет выводиться на эту самую потребную мощность. Однако, как известно, требуемая величина мощности двигателя может соответствовать множеству сочетаний крутящего момента нагрузки и частоты вращения. Исходя из этого, задача регулирования как раз и состоит в том, чтобы из этого множества выбрать такое сочетание, при котором двигатель работает с наименьшим удельным расходом топлива, что обеспечивает выполнение работы с минимальным погектарным расходом. Понятно, что выход именно на это сочетание производится выбором передаточного отношения трансмиссии, что определяет крутящий момент нагрузки при данном сопротивлении, и настройки регулятора, при которой на этой нагрузке двигатель будет работать с нужной частотой вращения.

На поле характеристик двигателя в координатах "частота вращения - крутящий момент" геометрическое место точек, соответствующих таким сочетаниям для различных значений потребной мощности, образует кривую, которая для бесступенчатой трансмиссии является заданием для регулирования. Эта кривая строится по результатам стендовых испытаний дви-

гателя, при которых фиксируются нагрузки, частота вращения и расход топлива как на внешней, так и на частичных режимах. Далее она вводится в память системы в том формате, который требуется в соответствии с программой автоматического регулирования.

Сами приёмы этого регулирования описаны достаточно давно, например, в [4]. Проверены они и на практике [5]. Подтверждено, что оно сокращает погектарный расход топлива по сравнению с ручным управлением, причём экономия может достигать 15% и более.

При ступенчатой трансмиссии такое регулирование невозможно, так как дискретный набор передаточных отношений не позволяет при изменяющемся сопротивлении движению удерживать нагрузку на двигатель постоянной. В связи с этим вместо кривой регулирования приходится указывать зону, внутри которой корректирование происходит только за счёт изменения настройки регулятора двигателя. Приёмы определения такой зоны описаны в [6] как рекомендуемые, что не исключает и несколько иных подходов.

Важно отметить, что при таком регулировании безотносительно к виду трансмиссии необходимо измерять текущие значения частоты вращения вала двигателя и крутящий момент нагрузки на нем. Правда, здесь не требуется такая точность измерения, как при управлении на максимальной скорости, но на тракторе, особенно мощном, целесообразно иметь оба вида регулирования. Поэтому все высказанные выше соображения о средствах измерения нагрузки остаются актуальными и здесь.

В последнее время в зарубежных источниках появились сведения о разновидности такого регулирования для случаев, когда трактор должен работать на ограниченной скорости с отбором мощности от независимого ВОМ. Понятно, что при этом обеспечение штатного режима работы орудия с активными рабочими органами требует постоянства частоты вращения вала двигателя (теоретически можно представить привод ВОМ с автоматическим бесступенчатым регулированием передаточного отношения, что снимет такое требование, однако на практике пока такие решения не появились). С этой целью вместо кривой регулирования задаваемые режимы двигателя должны лежать на одной вертикали, близкой к номинальному значению частоты вращения вала двигателя (в некоторых зарубежных моделях эту вертикаль даже несколько отодвигают в сторону более низких частот, соответственно изменив передаточное отношение привода ВОМ). Тем самым задание скорости нажатием педали изначально определяет включённую передачу, а изменения внешней нагрузки вызывают только коррекцию настройки регулятора двигателя. Он выводит двигатель на такую частичную характеристику, на которой действующая внешняя нагрузка через передаточное отношение включённой передачи нагрузит двигатель так, что частота вращения его вала как раз и будет соответствовать нужной вертикали.

Однако для ступенчатых трансмиссий это означало бы ограничение выбора скоростей дискретными значениями, количество которых равно количеству передач, переключаемых автоматически. Поэтому для них в программе автоматического регулирования указывается вертикальная полоса, симметричная относительно указанной выше вертикали, ширина которой определяется плотностью передаточных отношений трансмиссии (чем меньше шаг, тем она уже, и тем точнее поддерживается частота вращения хвостовика ВОМ). По существу это означает, что необходимая частота вращения вала двигателя получает некоторый допуск, ширина которого зависит от плотности набора передаточных отношений трансмиссии.

Эффект по снижению расхода топлива в этом случае будет несколько ниже. Но по сравнению с работой двигателя на внешней характеристике, как это происходит при отсутствии автоматики, он всё же получится. К сожалению, зарубежные производители не сообщают его значений, а в нашей практике такие подходы не изучались. Добавим, что в последнее время в зарубежных моделях всё реже упоминается наличие экономического привода ВОМ, смысл которого заключается в том, что при работе с отбором мощности имеется возможность для экономии топлива снизить частоту вращения вала двигателя в полтора раза, не нарушив нормальную работу орудия с активными рабочими органами. Понятно, что при нали-

ции описанного регулирования смысл такого конструктивного решения исчезает. По-видимому, не случайно среди зарубежных тракторов, представленных на выставке "Золотая осень-2007", только в семействе "Axion" фирмы "Claas" отмечено наличие привода ВОМ на 750 об/мин.

Управление в режиме трогания и разгона при ступенчатой трансмиссии в основном происходит с регулированием интенсивности самим водителем. Целесообразность автоматического регулирования в составе этого управления может определяться двумя целями. Первая может быть связана с функцией защиты от неправильных действий водителя в некоторых условиях, например, при трогании с заглубленным орудием или с тяжёлым прицепом, когда могут возникать избыточные динамические нагрузки, которые могут вызвать как остановку двигателя из-за перегрузки, так и поломки деталей трактора или орудия. Вторая возникает при оснащении трактора реверс-редуктором с фрикционными элементами и реализации функции "быстрый реверс"<sup>1</sup>, которая всё больше применяется на мощных колёсных тракторах как средство сокращения пути и длительности поворота в конце гона с широкозахватным орудием. Математическое описание такого процесса достаточно тривиально и многократно приводилось в литературе, так что здесь даже не видна необходимость ссылок.

И в том, и в другом случаях задача регулирования практически одна и та же - ограничить ускорение трогания и разгона. Одновременно должен обеспечиваться щадящий режим работы фрикционного элемента по износу и нагреву. Для фрикционных элементов с гидравлическим сжатием (а они сегодня являются практически общепринятым исполнением) регулирование сводится к воздействию на темп роста давления рабочей жидкости, сжимающего пакет дисков. Факторами, влияющими на регулирование, являются сопротивление троганию и масса агрегата.

Разнообразие этих факторов ставит под сомнение возможности найти и запрограммировать раз и навсегда какой-либо "жёсткий" закон роста давления во времени. Здесь поиск необходимо вести в направлении учёта текущих значений указанных факторов не столько заранее, до начала процесса, сколько по характеру его протекания. Можно повторить, что в зарубежных источниках часто упоминается учёт действующей нагрузки в таком процессе, как включение муфты привода независимого ВОМ. Можно полагать, что в гораздо более ответственном процессе трогания и разгона трактора также пользуются этим приёмом, хотя никаких сведений о способах реализации "быстрого реверса" ни одна фирма не даёт.

Применительно к бесступенчатым трансмиссиям регулирование при трогании и разгоне носит несколько иной характер. Для электрических передач этот вопрос решён давно, и принципы их пуска под нагрузкой хорошо известны. Для передач с объёмным гидравлическим приводом трогание и разгон обычно связаны с воздействием на регулируемый насос, в котором производится плавное увеличение рабочего объёма с нулевого состояния. Здесь важно не только обеспечить плавность трогания трактора, но и не допустить чрезмерного роста давления рабочей жидкости.

В заключение стоит рассмотреть не столько теоретический, сколько практический аспект автоматизации. Он связан с тем, как может быть организовано управление трактором при наличии решений по всем трём задачам. И здесь можно обратиться к опыту автомобилестроения, к сожалению, в основном зарубежного. На легковых автомобилях с автоматикой управление скоростью ведётся через единственный орган - педаль. Чем больше она нажата, тем выше скорость автомобиля. При этом нажатие отпущенной педали обеспечивает плавное трогание машины, а степень нажатия определяет интенсивность разгона и скорость в его

---

<sup>1</sup> Смысл этой функции состоит в том, что трактор меняет направление движения с переднего хода на задний или обратно с промежуточной остановкой после воздействия водителя на единственный орган управления типа переключателя.

конце. Разумеется, всегда предусмотрены ограничения для особых случаев движения, в том числе в виде перехода на чисто ручное управление переключением передач.

Конечно, условия работы трактора имеют существенные отличия от условий движения легкового автомобиля. Однако это не может быть препятствием к тому, чтобы управление новыми моделями отечественных тракторов сделать столь же простым и удобным, и вдобавок - эффективным. Кстати говоря, многие фирмы уже в качестве рекламируемого преимущества указывают именно такую лёгкость и простоту.

Реализация предлагаемых способов приведёт к тому, что существенно сократится число органов управления трактором. Основным станет педаль задания скорости, нажатие на которую обеспечит выполнение всех задач управления. Так, первичное нажатие на неё до промежуточного состояния вызовет трогание и разгон трактора до заданного значения скорости, которое можно будет изменять изменением степени нажатия. При этом может быть обеспечено сколь угодно плавное начало движения и тонкое управление перемещением трактора, что необходимо, например, для присоединения навесного орудия. Нажатие педали до упора вызовет автоматический переход к управлению на максимально возможную скорость. Включение привода независимого ВОМ автоматически внесёт необходимые коррективы в алгоритм регулирования.

Автоматизация управления скоростью трактора сулит весомые практические преимущества, но требует определённых теоретических и конструктивных разработок.

#### Литература.

1. Ганькин Ю.А., Шипилевский Г.Б. Теория автоматических систем трактора. С.- Пб. ГАУ, 1995 г.
2. Automotive electric and electronic."Bosch SAE" (3-d edition), 1995 г.
3. W. John Foxwell. Engine torque sensing in farm tractors. Landwards spring 2001 г.
4. Петров В.А. Автоматическое управление бесступенчатых передач самоходных машин. М., «Машиностроение» 1968 г.
5. Гром-Мазничевский Л.И. Испытания трактора с системой автоматического управления двигателем и гидрообъёмной трансмиссией. Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства 1969 г. № 9.
6. Шипилевский Г.Б. Качество автоматического управления МТУ. Тракторы и сельскохозяйственные машины 2006 г. № 6.

### **Численное моделирование теплообмена в рубашке охлаждения двигателя внутреннего сгорания**

Жилин А. А., к.т.н. проф. Жаров А. В.

*Ярославский государственный технический университет*

С каждым годом увеличивается доля дизельных двигателей на транспорте. Основными их преимуществами перед бензиновыми аналогами являются более высокая экономичность и более равномерная характеристика крутящего момента. Степень форсирования двигателя могут сдерживать существующие системы охлаждения, которые хотя и справляются с поддержанием температуры большинства деталей на приемлемом уровне, но допускают локальные кратковременные превышения температуры отдельных деталей [1]. Наиболее подвержены перегреву огневое днище головки цилиндра, верхний пояс гильзы цилиндра, днище поршня, верхнее компрессионное кольцо и тарелка выпускного клапана.

Улучшить тепловое состояние названных деталей возможно выравниванием неравномерности полей тепловых потоков и ограничением их абсолютной величины. Для этого следует подобрать толщину стенок и материал охлаждаемых корпусных деталей, а также оптимизировать течение охлаждающей жидкости в системе охлаждения. Предварительно необходимо выявить локальные гидродинамические параметры течения охлаждающей жидкости в непосредственной близости к омываемым деталям и локальные тепловые потоки в тепло-