

«Метод динамического состояния и его применение в решении задач динамики сложных механических систем»

к.т.н., доц. Чернышев В.Л., НТУ «ХПИ», Харьков

ВВЕДЕНИЕ

Предложение выступить с докладом на закрытии конференции поступило мне от оргкомитета в середине августа. К этому времени уже определились участники конференции и докладчики.

Первоначально, научное выступление - не планировалось. Есть наша публикация в сборнике трудов №41 стр. 157-167 и мы думали, что этого достаточно.

Однако, уважаемый Александр Витальевич Устиненко, меня переубедил: трудно все заранее спланировать в таком сложном мероприятии, участниками которого все мы являемся и нужен резервный вариант, как говорят: «На всякий случай» или на «десерт»...

Я не буду пересказывать содержание нашей статьи. Это напрасная трата времени, она не интересна ни вам, ни мне.

Позвольте рассказать вам то, что не вошло в статью, так сказать, осталось между ее строками и как это всё работает.

Пусть Вас не смущает отсутствие данного доклада в материалах конференции. В ближайшие дни все материалы сегодняшнего моего выступления будут вывешены на одном из ведущих бронетанковых сайтов Украины www.btvt.narod.ru, постоянным автором, которого я являюсь...

Итак.

Планетарные коробки передач, имеющие фрикционные управляющие устройства, по определению, являются неголономной системой, т.е. связи, накладываемые на механическую систему не могут быть заранее проинтегрированы или рассчитаны аналитически. И, в соответствии с законами аналитической механики, применение уравнения Лагранжа для получения дифференциальных уравнений динамики системы – является не допустимым [1]. Ситуация существенно усложняется когда в силовых передачах присутствуют электрические машины или гидравлические передачи, постоянные времени которых на один-два порядка отличаются от аналогичных параметров планетарных передач, что практически исключает их совместное решение стандартными методами Рунге-Кутты. Это же относится и к системе автоматического регулирования дизелем - всережимному регулятору.

В 80-е годы автором доклада, под руководством д.т.н. П.Н. Иванченко (ВНИИТрансмаш, г. Ленинград), известного в прошлом специалиста в области электромеханических передач транспортных машин, был разработан метод динамического состояния (МДС) [2], как дальнейшее развитие метода обобщенных параметров [3].

Рассмотрим силовую передачу танка Т-64А рис. 1.



Рис.1. Структурная схема силовой передачи танка Т-64А

Ее описание хорошо известно и подробно расписано в нашей статье. Система симметрична относительно двигателя и для описания прямолинейного движения просто хочется упрощенно взять ее половинку. В этом кроется первая кардинальная ошибка – в системе возникает рекуперация мощности за счет переходных процессов в правой и в левой БКП, которая передается через коленчатый вал двигателя. Если это будет Вам интересно, то после доклада я объясню это практическим примером.

Вывод 1. При исследовании переходных процессов в силовой передаче танка Т-64А необходимо рассматривать две БКП одновременно.

Рассмотрим кинематическую схему силовой передачи рис. 2.

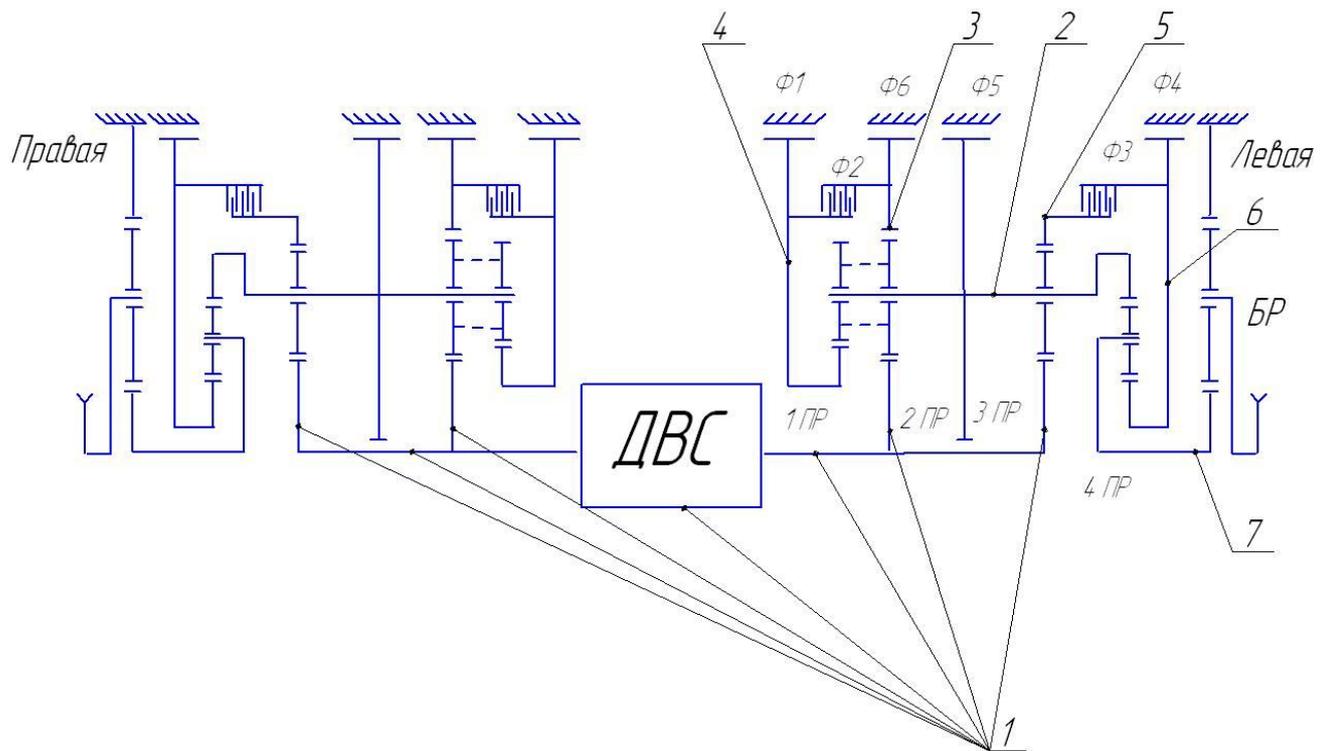


Рис. 2. Кинематическая схема силовой передачи танка Т-64А

Каждая БКП имеет три степени свободы и для передачи мощности от ДВС на ведущие колеса необходимо наложить по две кинематические связи в каждой коробке. Номера включаемых фрикционов, в зависимости от номера передачи, приведены в статье (таблица 1).

Силовая передача, как механическая система, имеет 13 подвижных масс: ДВС + по 6 в каждой БКП. Однако, для описания кинематики достаточно пяти обобщенных угловых

координат. Мы взяли: $\omega_{2d4\text{лев}}$ $\omega_{\text{слв лев}}$, $\omega_{\text{ДВС}}$, $\omega_{\text{слв прав}}$, $\omega_{2d4\text{прав}}$.

Возникает парадокс: 13 - массовая механическая система описывается 5 обобщенными угловыми параметрами, что противоречит основам теоретической механики - число обобщенных координат должно соответствовать числу подвижных масс системы.

Все стаёт на свои места, если дополнительно ввести силовые обобщенные параметры: крутящие моменты, действующие на солнечных шестернях планетарных рядов правой и левой БКП.

В качестве обобщенных координат рассматриваются:

1. $M_{1d1\text{лев}}$ – крутящий момент на солнце 1 ПР левой БКП
2. $M_{1d2\text{лев}}$ – крутящий момент на солнце 2 ПР левой БКП
3. $M_{1d3\text{лев}}$ – крутящий момент на солнце 3 ПР левой БКП

4. $M_{1d4 \text{ лев}}$ – крутящий момент на солнце 4 ПР левой БКП
5. $\frac{d\omega_{2d4 \text{ лев}}}{dt}$ - угловое ускорение водила 4 ПР левой БКП;
6. $\frac{d\omega_{\text{слв.лев}}}{dt}$ - угловое ускорение сложного водила левой БКП;
7. $\frac{d\omega_{\text{ДВС}}}{dt}$ - угловое ускорение дизеля;
8. $\frac{d\omega_{\text{слв.прав}}}{dt}$ - угловое ускорение сложного водила правой БКП;
9. $\frac{d\omega_{2d4 \text{ прав}}}{dt}$ - угловое ускорение водила 4 ПР правой БКП;
10. $M_{1d1 \text{ прав}}$ - крутящий момент на солнце 1 ПР правой БКП;
11. $M_{1d2 \text{ прав}}$ - крутящий момент на солнце 2 ПР правой БКП;
12. $M_{1d3 \text{ прав}}$ - крутящий момент на солнце 3 ПР правой БКП;
13. $M_{1d4 \text{ прав}}$ - крутящий момент на солнце 4 ПР правой БКП.

Система дифференциальных уравнений силовой передачи танка Т-64А

При составлении дифференциальных уравнений воспользуемся принципом Даламбера. Для случая вращательного движения имеем:

$$J_{ij} \frac{d\omega_{ij}}{dt} = M_{ij \text{ вход}}(t) + M_{ij \text{ выход}}(t); \quad (1)$$

i – номер борта

j – номер подвижной массы

ω_{ij} - угловая скорость вращения массы, определяется по правилу Виллиса с помощью обобщенных кинематических параметров и характеристики планетарного ряда К.

В качестве правила знаков примем условие: входная мощность – знак плюс, выходная – минус.

Умножим уравнение (1) на ω_{ij} . Получаем:

$$N_{ij \text{ ин}} = N_{ij \text{ вход}}(t) + N_{ij \text{ выход}}(t) \quad (2)$$

Где:

$N_{ij \text{ ин}} = J_{ij} \frac{d\omega_{ij}}{dt} \cdot \omega_{ij}$ - инерционная мощность вращающейся массы.

$N_{ij \text{ вход}}(t)$ - входная мощность, она всегда положительная

$N_{ij \text{ выход}}(t)$ - выходная мощность, она всегда отрицательная

Вывод 2. Понятие коэффициент полезного действия $\eta = \frac{N_{ij \text{ выход}}(t)}{N_{ij \text{ вход}}(t)}$ имеет смысл

только при стационарных процессах, когда $\frac{d\omega_{ij}}{dt} \sim 0$

Масса 1: ДВС:

$$J_{\text{двс}\Sigma} \cdot \frac{d\omega_{\text{ДВС}}}{dt} = M_{\text{ДВС акт}} - M_{\text{ДВС хп}} + M_{1d1 \text{ лев}} + M_{1d2 \text{ лев}} + M_{1d3 \text{ лев}} + M_{1d1 \text{ прав}} + M_{1d2 \text{ прав}} + M_{1d3 \text{ прав}}$$

Масса 2: сложное водило левой БКП:

$$J_{\text{слв.лев}} \cdot \frac{d\omega_{\text{слв.лев}}}{dt} + (1 - K_1)M_{1d1 \text{ лев}} + (1 - K_2)M_{1d2 \text{ лев}} + (1 - K_3)M_{1d3 \text{ лев}} + K_4 \cdot M_{1d4 \text{ лев}} = -M_{\text{хпкп}} - M_{\phi 5} \cdot \text{Sign}(\omega_{\text{слв.лев}})$$

Масса 7: водило 4 ПР левой БКП:

$$J_{2d4.лев\Sigma} \frac{d\omega_{2d4.лев}}{dt} + (1 + K_4) \cdot M_{1d4.лек} = -M_{наг.лев} \frac{1}{(1 - K_{бр})}$$

Фрикционное устройство имеет два условия включения: кинематическое и силовое. В качестве примера рассмотрим условия включения фрикциона Ф1.
Кинематическое:

$$\omega_{\phi 1} = \omega_{3d1} = 0,$$

используя принятые обобщенные координаты и правило Виллиса, выполнив дифференцирование по времени, получаем дифференциальное уравнение

$$\frac{d\omega_{ДВС}}{dt} - (1 - K_1) \cdot \frac{d\omega_{слв.лев}}{dt} = 0$$

Силовое включение Ф1 имеет вид:

$$K_1 \cdot M_{1d1.лев} - M_{\phi 1.лев} - M_{\phi 2.лев} = 0$$

Где $M_{ик}$ – момент трения, возникающий между дисками фрикционных устройств. Он зависит от давления масла в бустерах, геометрии, числа пар трения и жесткости отжимных пружин. Экспериментально установлено, что коэффициент трения зависит от скорости скольжения фрикционов.

Законы нарастания масла в бустерах связаны с положением органов управления и получены экспериментальным путем.

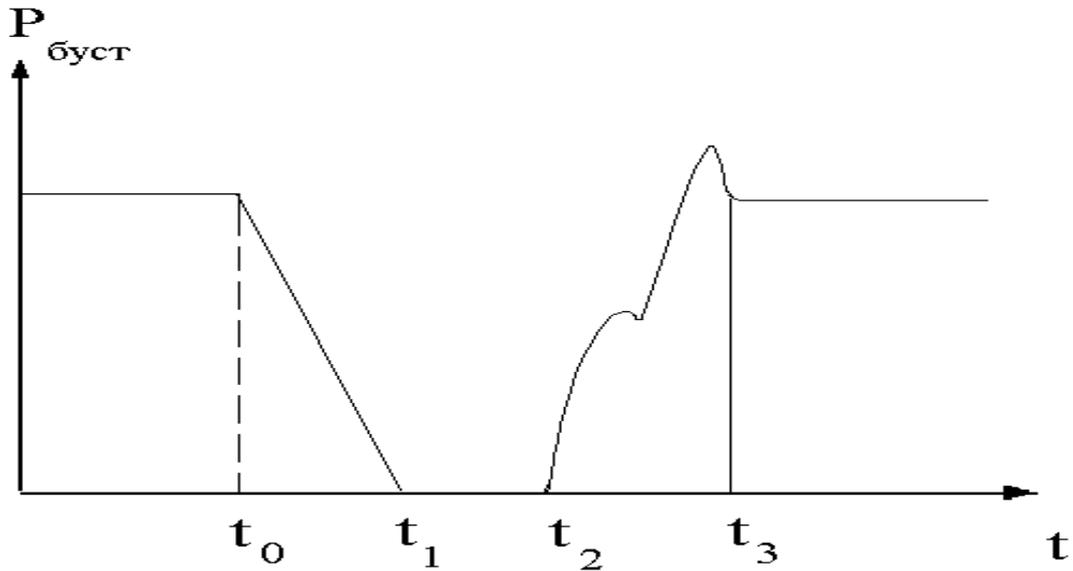


Рис. 3 Закон нарастания давления в бустере ФУ

Дифференциальные уравнения подвижных масс, совместно с уравнениями связей, приводятся к системе линейных алгебраических уравнений относительно обобщенных параметров:

$$A \cdot Y = B$$

Где

A – матрица динамического состояния.

Y – вектор обобщенных параметров,
B – вектор правых частей.

Ее решение дает значения угловых ускорений (кинематические обобщенные параметры) и крутящие моменты, действующих на солнечных шестернях правой и левой БКП. Все это выполняется в подпрограмме FCT: вычисление правых частей системы дифференциальных уравнений, входящей в программу RKGS. Общее число дифференциальных уравнений -16 из них:

- органы управления движением (раздел 1.1. стр. 158) - 6;
- всережимный регулятор - 2;
- левая БКП -3;
- ДВС -1;
- правая БКП -3;
- пройденный путь -1.

В подпрограмме OUP стандартной программы Рунге-Кутта RKGS, с шагом интегрирования 0.001 сек. производится запись на жесткий диск всех исследуемых процессов. В нашем случае их 140. Для их обработки могут быть использованы программы статистического и спектрального анализа, а так же программы построения графиков.

В опубликованной статье приведены результаты 10-летней давности, полученные с помощью программы Harvard Graphic, которая допускала использование всего 240 точек для построения графика. Сейчас существуют более мощные программы, использующие до 5000 точек. Для сравнения приведены графики, полученные с помощью программы Advanced Graphic.

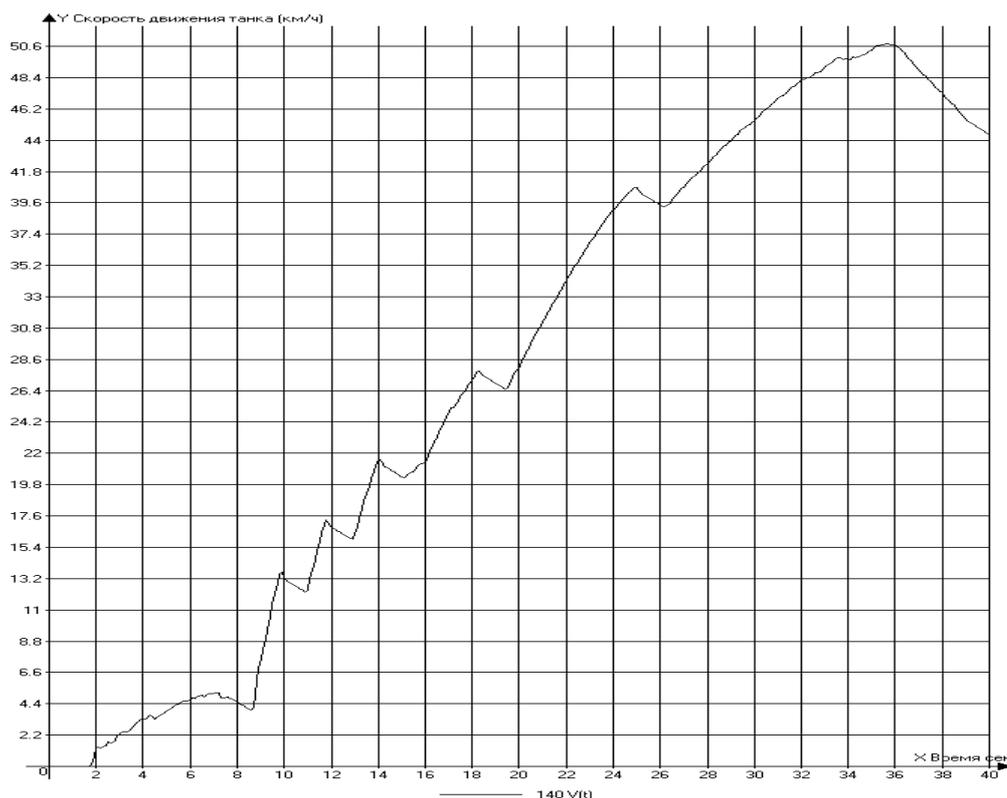


Рис. 4. Закон изменения скорости движения танка во времени

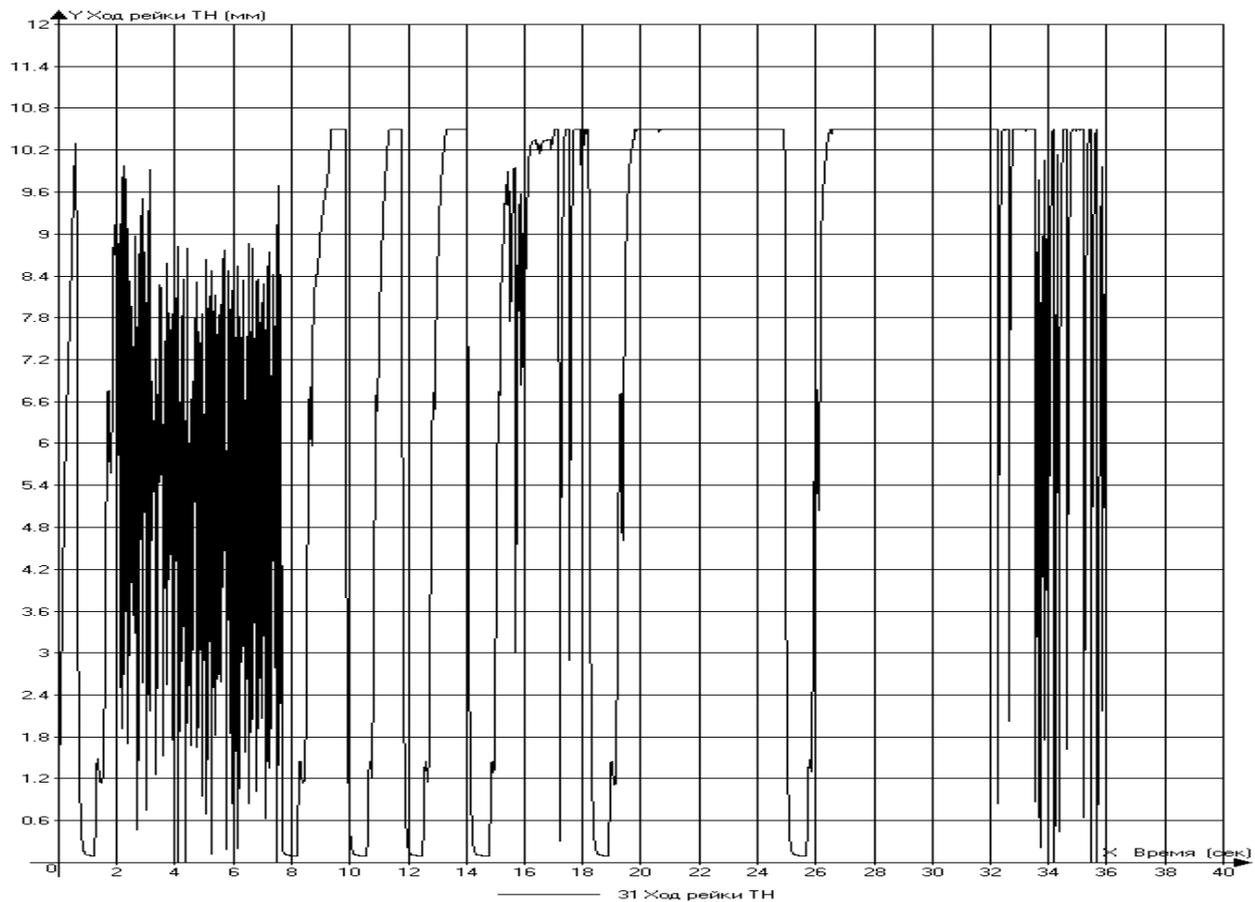


Рис. 5. Закон перемещения рейки топливных насосов

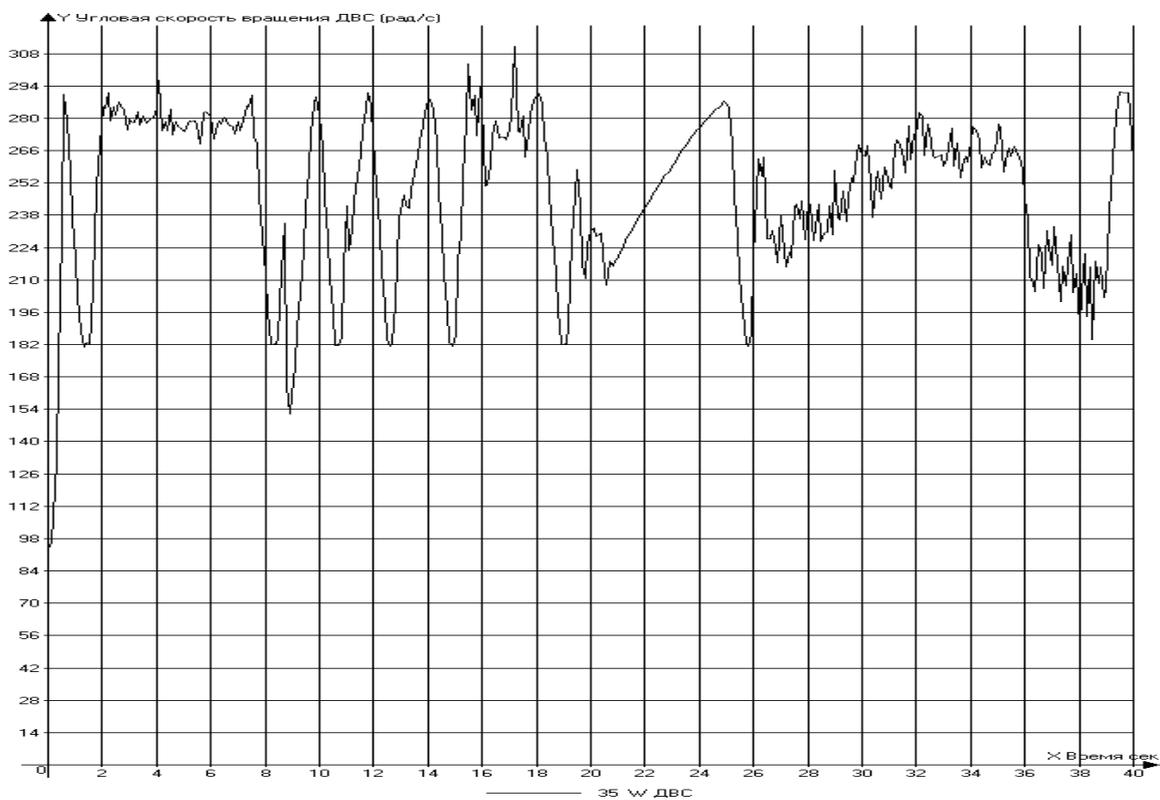


Рис.6. Закон изменения угловой скорости вращения коленчатого вала ДВС

Анализ приведенных результатов показывает:

1. Для дизеля 5ТДФ наиболее тяжелым режимом работы является I передача ($0 < t < 8$ сек). Возникают высокочастотные колебательные процессы, вызванные работой всережимного регулятора (рис.4). Система регулирования «раскачивает» силовую передачу, при этом мгновенные угловые ускорения коленчатого вала достигают 12000 рад/с^2 .
2. Мгновения инерционная мощность двигателя 5ТДФ имеет высокочастотный, знакопеременный характер с амплитудой до 9 МВт, которая подается в трансмиссию и создает очень тяжелые условия для включения фрикционов Ф3 и Ф4. Если, в соответствии с расчетами разработчика БКП, максимальная скорость движения танка на 1 передаче должна быть 7.41 км/час, то по нашим расчетам она еле дотягивает до 5 км/ч. Причина - буксование фрикционов. Потери мощности на буксование такие значительные, что могут вызвать спекание металлокерамики, но это отдельный вопрос...
3. При движении танка на последующих передачах система регулирования дизеля (ход рейки топливных насосов, рис. 4) справляется с возложенными на нее задачами и обеспечивает силовой передаче относительно нормальные условия работы.
4. После 36 секунды движения наступает режим торможения методом наката и всережимный регулятор опять начинает проявлять свой «характер».

Смушают ли Вас полученные результаты? Ускорения 12000 рад/с^2 , мощность -9 МВт!

Меня – нет.

Если у повара появился плохой борщ, то возможны 2 вариант:

- низкий профессиональный уровень повара;
- просроченные продукты.

Выбор правильного варианта и доведение работы до конца – вот, что определяет профессиональный уровень «повара».

В представленной нами работе, ДВС рассматривается как одно массовая система. Математическая модель всережимного регулятора была разработана в конце 70-х годов к.т.н. Л.Б. Синельниковой (ХКБД), прошла экспериментальную проверку и получила положительные результаты. Если проанализировать угловую скорость вращения ДВС (рис.6 $2 < t < 8$ сек.), то все нормально...

Мы занимались динамикой двигателя 5ТДФ [3], представляя его в виде много массовой системы (рис. 9), используя МДС и индикаторную диаграмму (рис. 10).

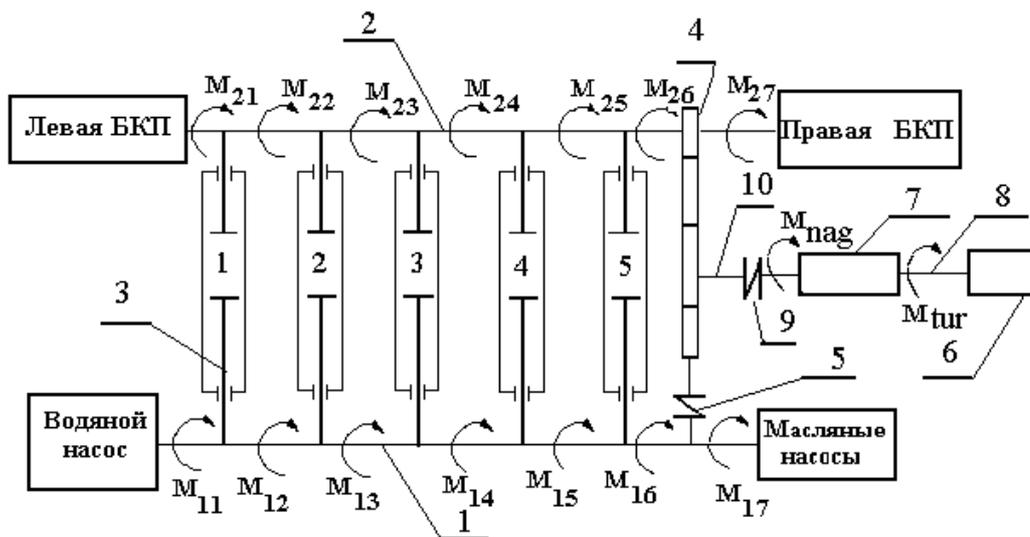


Рис. 9. Структурная схема двигателя 5ТДФ

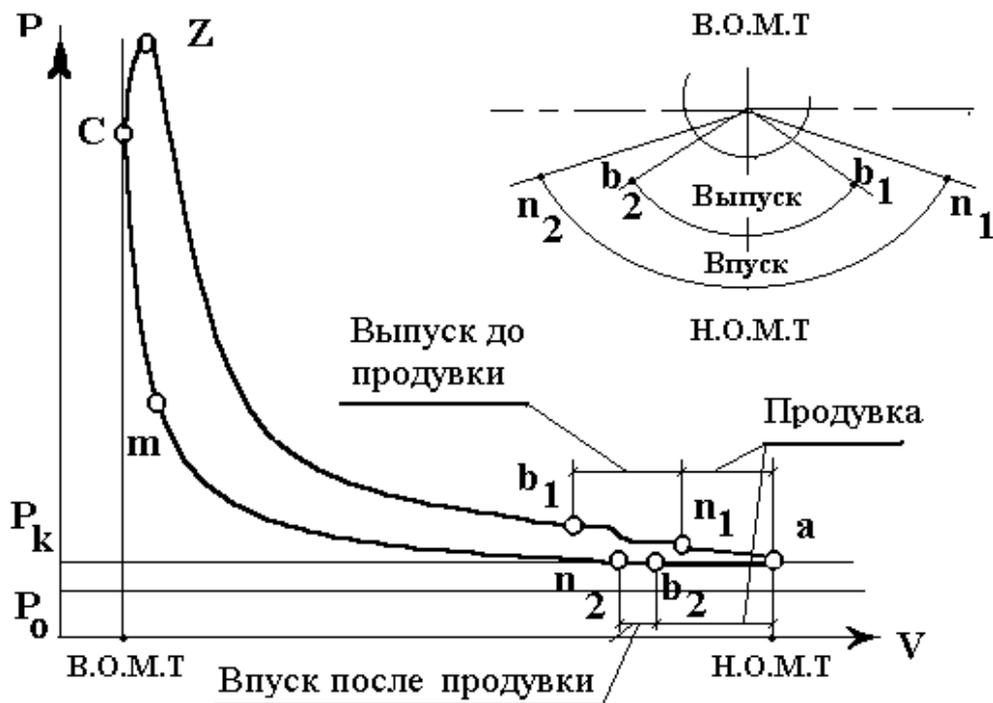


Рис. 10. Индикаторная диаграмма 5 ТДФ.

Это позволяет нам выбрать новое направление исследований – оценка влияния системы автоматического регулирования дизеля и топливной аппаратуры на цикловую подачу топлива (давление в точке Z)...

На доводку дизеля 5ТДФ ушло более 20 лет, затрачено более 1 млрд. долларов. Эта работа, по словам директора ВНИИТрансмаша П.П. Исакова [5], стала национальным достоянием СССР.

В настоящее время ХКБД подготовила линейку дизелей 6ТД-1 (1000 л.с.), 6ТД-2 (1200 л.с.) и занимается доводкой 6ТД-3 (1500 л.с.), которые могут составить достойную конкуренцию зарубежным аналогам.

Россия, после ряда неудач с Т-95, занимается разработкой перспективного танка «Армата» и на разработку его двигателя, по нашим данным, выделено более 25 млрд. рублей (~1 млрд. долларов), а сколько это займет времени – поживем, увидим...

Все сказанное подтверждает слова главного конструктора танков А.А. Морозова [6]: «Главной системой танка является двигатель. Есть двигатель – есть танк, нет двигателя – нет и танка».

Выводы:

1. Метод динамического состояния был разработан в 80-е годы, при тесном сотрудничестве ВНИИТрансмаша (д.т.н. П.Н. Иванченко) и ХКБМ имени А.А. Морозова (проект «ЭТА» [7]), как теоретическая основа электромеханической силовой передачи перспективного советского танка «Молот» (изд. 477, заказ 6919).
2. За время своего существования МДС был апробирован в следующих НИР и ОКР темы: «ЭТА», «РИФ» и «ДОНЕЦ» [8].
3. МДС – чисто аналитический метод, который позволяет исследовать динамику сложных механических систем, учитывает возникающие ударные нагрузки и автоколебания. Он показал хорошую совместимость со стандартными методами Рунге-Кутты.
4. Результаты, полученные с помощью МДС, могут быть использованы для статистического и спектрального анализа сложных механических систем, оценки показателей прочности и надежности создаваемых изделий.

5. Данная работа выявила перспективные направления исследований в области двигателестроения, систем автоматического управления и топливной аппаратуры, которые могут быть востребованы в ближайшем будущем.

Заключение

Современная медицина имеет два направления европейское и восточное. Первое имеет узкую специализацию: врач-стоматолог имеет смутные представления о заболеваниях рядом расположенных органов зрения, носоглотки и мозга. Второе, основанное на игло рефлексотерапии, наоборот – может воздействовать через точки акупунктуры на все человеческие органы, не вникая в их причинно-следственные связи.

Современная наука, включая и зубчатые передачи, напоминает европейскую медицину: «узко и глубоко», время от времени, в случае необходимости, обращает свое внимание на смежные дисциплины.

Думаю, что метод динамического состояния позволит выявить причинно-следственные связи между зубчатыми передачами и смежными дисциплинами, в зависимости от области применения: авиастроение, кораблестроение, танкостроение, добыча полезных ископаемых и др.

Список литературы:

1. Чернышев В.Л. Исследование динамической нагруженности планетарных передач методом динамического состояния. Механіка та машинобудування, Харків, ХДПУ, 1997, №1, с. 96-102.
2. Исаков П.П., Иванченко П.Н., Егоров А.Д. Электромеханические трансмиссии гусеничных тракторов. Теория и расчет. Л.: Машиностроение, 1981, 302 с.
3. Аппель П. Теоретическая механика т.2 . М., Изд. Физико-математической литературы, 1960, 487 с.
4. Чернышев В.Л., Офий В.В. Исследование крутильных колебаний дизеля 5ТДФ при работе на переходных режимах. Сб. научных трудов ХГПУ «Информационные технологии», вып. 6, ч. 4, Харьков, ХГПУ, 1998.
5. Рязанцев Н.К. Моторы и судьбы. О времени и о себе. ХНАДУ, Харьков, 2009, 270 с.
6. Чернышев В.Л. Танки и люди. Дневник главного конструктора А.А. Морозова. ХИТВ НТУ «ХПИ», 2007, 275 с.
7. Чернышев В.Л. «Проект “ЭТА”. Электромеханическая трансмиссия перспективного советского танка «Молот» (изд. 477)». www.btvn.narod.ru/raznoe/eta.htm
8. Чернышев В.Л., Рагулин С.В.. Информационная технология “Gill” и ее применение в создании подвижных комплексах вооружения. www.btvn.narod.ru/1/gill/gill.htm