

ВЫБОР ЗАКОНА НАГРУЖЕНИЯ ДЛЯ ДИЗЕЛЬ - ГЕНЕРАТОРА 588ДА ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА ДЭЛ - 01

Дизели транспортного назначения работают в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. Современные транспортные дизели, в том числе и для железнодорожного транспорта, представляют собой комбинированную установку, в состав которой входят несколько разнородных подсистем, которые взаимодействуют между собой в процессе работы. Важнейшими являются подсистемы топливоподачи, воздухообеспечения и охлаждения. При создании такой комбинированной установки индивидуальные характеристики подсистем удается согласовать лишь на каком-то одном режиме, чаще всего на номинальном.

Если же режим работы отличен от номинального, то согласованность подсистем нарушается, что приводит к ухудшению качества рабочего процесса дизеля и к снижению его экономических и экологических характеристик. Обеспечить поднастройку характеристик подсистем дизеля в процессе работы на различных режимах и изменении условий эксплуатации возможно при применении современных микроконтроллерных систем автоматического управления.

Наиболее простым и эффективным средством воздействия на рабочий процесс дизеля является управление процессом топливоподачи.

Современные микроконтроллерные системы управления дизелями (системы типа PPN, Common Rail) с целью обеспечения наибольшей эффективности осуществляют управление цикловой подачей топлива, моментом начала впрыска топлива (углом опережения впрыском топлива), формируют закон подачи топлива в зависимости от частоты и нагрузки, формируют закон изменения давления впрыска

топлива и ряд других характеристик топливоподачи. Однако из-за значительной стоимости указанные выше системы реализованы в зарубежных автомобильных дизелях и частично в дизелях для железнодорожного транспорта зарубежных фирм, таких как MTU, Caterpillar.

Отечественные дизелестроители в настоящее время одним из основных направлений совершенствования топливной эффективности избрали внедрение электронных регуляторов, которые являются мощным средством совершенствования дизелей, при этом их стоимость существенно ниже, нежели ранее указанных систем управления впрыском.

Одним из первых в государствах СНГ промышленным опытом применения микроконтроллерных регуляторов для силового агрегата дизель-поезда, являются электронные регуляторы, разработанные и изготовленные совместно специалистами научно-производственного предприятия "ТОР" и Казённого предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению" (КП ХКБД) для дизель-поезда ДЭЛ-01 компании "Луганск тепловоз" [1-3].

Эффективность применения микроконтроллерных регуляторов на силовом агрегате дизель-поезда во многом определяется алгоритмами управления, исходные данные для которых были получены экспериментальным путем на моторных стендах КП ХКБД.

Силовой дизель-агрегат представляет собой нелинейный объект и его исследование может быть произведено тремя путями:

- экспериментально на натурном объекте,
- экспериментально на модели той же самой физической природы, что и натурный объект (физи-

ческое моделирование),

- с помощью математического моделирования.

Стоимость затрат на эти виды исследований убывает в порядке их перечисления выше. Причем, чем мощнее дизель, тем стоимость экспериментальных исследований выше. По этой причине основные усилия разработчиков и исследователей должны быть направлены на максимальное использование этапов математического и физического моделирования, а экспериментальные исследования на натурном объекте целесообразно проводить по сокращенной методике для проверки выборочных наиболее важных с эксплуатационной точки режимов.

Так как настоящая работа посвящена математическому моделированию, то экспериментальные исследования в ней используются для подтверждения результатов математического моделирования.

При математическом моделировании решение задач управления неразрывно связано с реализацией математических моделей исследуемого объекта. Одним из наиболее распространенных при моделировании нелинейных объектов являются методы дискретизации математической модели путем пространственного и (или) временного квантования. К таким методам принадлежит метод сеток, который основан на замене непрерывной функции (или ее производной) ее значениями в отдельных дискретных точках - узлах сетки. Данный метод широко применяется для решения сложных многомерных и многофакторных оптимальных задач и задач управления.

В настоящей работе задачей авторов является выбор закона управления мощностью нагружения дизель-агрегата для дизель-поезда на основе математического сеточного моделирования процессов в дизеле. В качестве исходных данных были взяты следующие характеристики о дизеле:

- тип дизеля (двухтактный шестицилиндровый со встречным ходом поршней, 6ДН),
- тип воздухообеспечения - приводной компрессор,
- экспериментальные характеристики топливных насосов,
- мощность дизеля 588 кВт при частоте вращения коленчатого вала 2200 мин⁻¹.

Расчет рабочего цикла дизельного двигателя выполнен по методу, подробно изложенному в [5] с уточнениями для выбранного дизеля, приведенными в [6].

В данной работе будут представлены лишь некоторые промежуточные значения параметров, которые демонстрируют возможности метода сеточных моделей.

С использованием методики [4] была определена зависимость коэффициента избытка воздуха от положения рейки топливных насосов и частоты вращения коленчатого вала дизеля 6ДН. Значения коэффициента $\alpha(n, h)$ приведены в таблице 1, а на рис. 1 зависимость $\alpha(n, h)$ представлена в графической сеточной форме.

Таблица 1. Значение коэффициента избытка воздуха α

$h, \text{ мм}$	Частота вращения, мин ⁻¹							
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
5,5	13,15	7,94	6,21	5,22	5,02	4,9	5,03	5,22
6,5	6,15	4,54	3,77	3,6	3,56	3,67	3,82	3,99
7,5	3,68	3,07	2,84	2,78	2,83	2,94	3,15	3,39
8,5	2,63	2,32	2,26	2,27	2,35	2,5	2,68	2,88
9,5	2,09	1,89	1,87	1,91	2,0	2,13	2,33	2,55
10,5	1,6	1,53	1,55	1,58	1,75	1,89	2,06	2,22
11,5	1,31	1,28	1,32	1,44	1,53	1,68	1,82	1,99
14	0,97	0,97	1,01	1,08	1,18	1,29	1,43	1,57
15,5	0,83	0,83	0,86	0,92	1,00	1,11	1,21	1,37
15,5	0,83	0,83	0,86	0,92	1,00	1,11	1,21	1,37

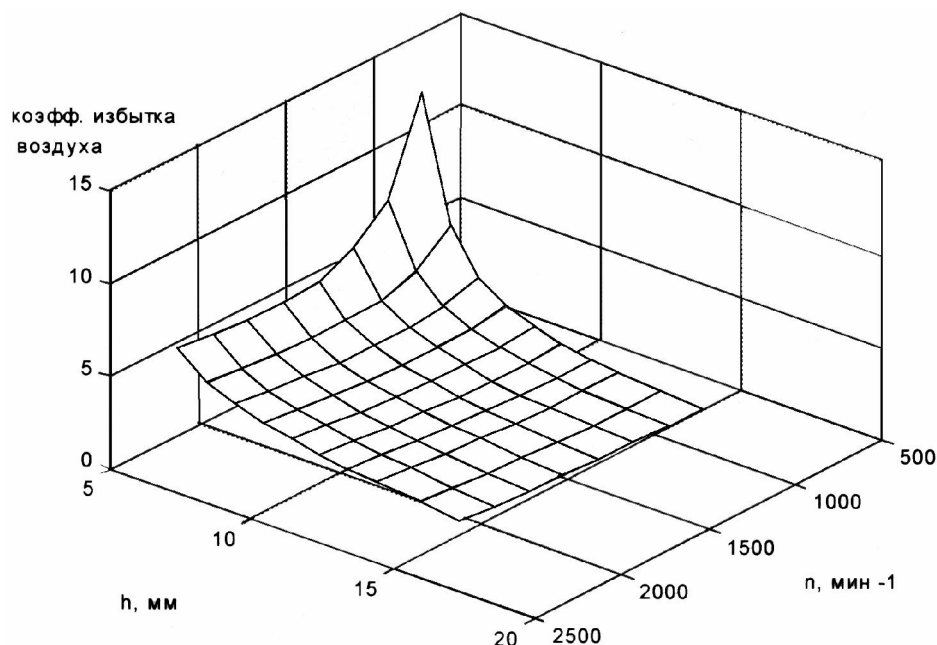


Рис. 1. Зависимость коэффициента избытка воздуха от частоты вращения и положения рейки топливного насоса.

Параметры процесса газообмена определяются согласно методике [5] с использованием расчетных выражений, приведенных в [4].

Давление в выходном патрубке компрессора определялось с учетом сопротивления воздушного фильтра (по опытным данным сопротивление составляет $0,06 \text{ кг/см}^2$ на максимальной частоте 2200 мин^{-1}).

Температура воздуха во впускном патрубке двигателя практически равна температуре воздуха в выходном патрубке компрессора, т.к. холодильник в исследуемом двигателе отсутствует.

Давление в начале сжатия практически равно давлению в выходном патрубке компрессора, коэффициент наполнения по опытным данным составляет для исследуемого двигателя величину $0,72$, коэффициент остаточных газов по опытным данным составляет для исследуемого двигателя величину $0,06$.

При определении ряда показателей таких, как показатель адиабаты сжатия, политропы расширения и связанных с ними, использовалась табличная зависимость внутренней энергии газов U и U_0 от темпе-

ратуры (таблица 6 в [5]), которая аппроксимировалась согласно рекомендациям [7] полиномами 3-го порядка

$$U = a_1 + a_2 t + a_3 t^2 + a_4 t^3$$

$$U_0 = a_{10} + a_{20} t + a_{30} t^2 + a_{40} t^3$$

где: $a_1 = 1,167$, $a_2 = 4,8081$, $a_3 = 8,7723e^{-0,04}$, $a_4 = -1,2770e^{-0,07}$,
 $a_{10} = -5,3788$, $a_{20} = 5,2493$, $a_{30} = 1,2034e^{-0,03}$, $a_{40} = -1,7443e^{-0,07}$

Результаты вычисления показателя политропы расширения n_2 при значении относительных потерь теплоты $W=0,16$ приведены в таблице 2 и на рис. 2.

Результаты расчетов эффективного КПД двигателя приведены в таблице 3 и на рис. 3.

Из таблицы 3 и рисунка 3 следует, что эффективный КПД имеет экстремум - максимум по рейке топливных насосов на каждой частоте вращения. Пространственная линия, соединяющая точки экстремумов эффективного КПД, представляет собой искомый закон нагружения с точки зрения топливной экономичности конкретного двигателя, который вносится в программное обеспечение электронной системы управления [1, 2].

Таблица 2. Результаты расчетов показателя политропы расширения при $W=0,16$

h , мм	Частота вращения, мин ⁻¹							
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
5,5	1,3337	1,3236	1,3169	1,3111	1,3097	1,3087	1,3095	1,3104
6,5	1,3161	1,3057	1,2979	1,2957	1,2952	1,2965	1,2979	1,2994
7,5	1,2967	1,2879	1,2836	1,2825	1,2833	1,2851	1,2884	1,2916
8,5	1,2794	1,2720	1,2701	1,2703	1,2722	1,2758	1,2794	1,2830
9,5	1,2654	1,2585	1,2576	1,2589	1,2619	1,2658	1,2709	1,2760
10,5	1,2464	1,2431	1,2437	1,2449	1,2523	1,2575	1,2629	1,2671
11,5	1,2308	1,2200	1,2309	1,2374	1,2420	1,2486	1,2541	1,2597
12,5	1,2163	1,2159	1,2192	1,2262	1,2336	1,2402	1,2469	1,2536
14	1,2040	1,2040	1,2075	1,2134	1,2207	1,2274	1,2353	1,2421
15,5	1,1903	1,1898	1,1926	1,1984	1,2056	1,2140	1,2210	1,2306

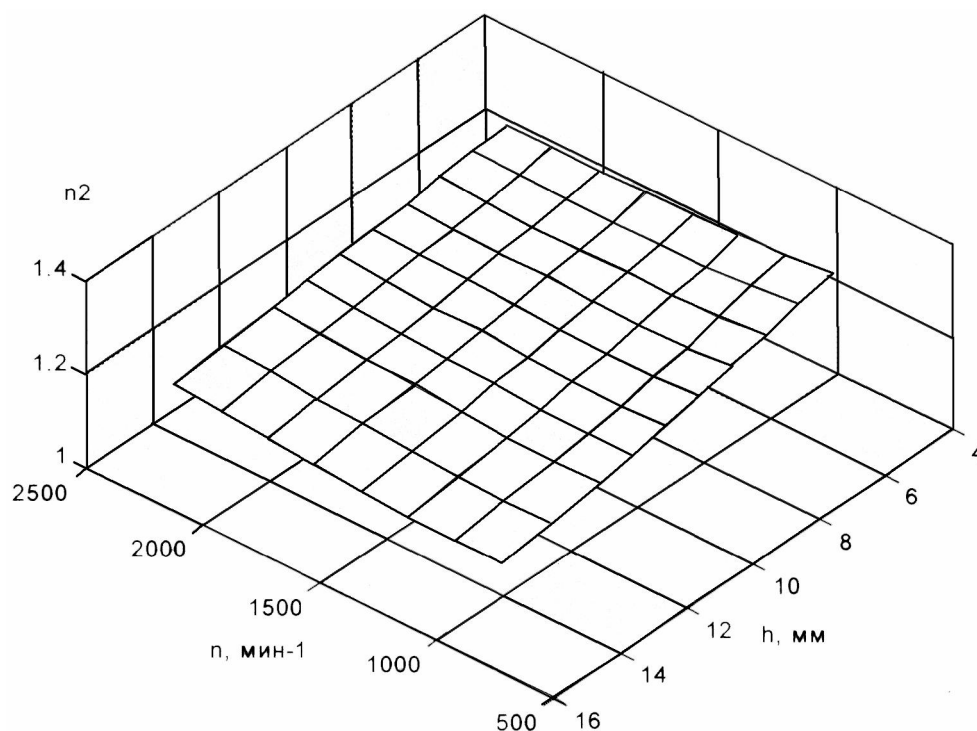


Рис. 2. Зависимость показателя политропы расширения при $W=0,16$ от частоты вращения и положения рейки топливного насоса.

Таблица 3. Результаты расчетов эффективного КПД

h , мм	Частота вращения, мин ⁻¹							
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
5,5	0,1678	0,2914	0,3281	0,3479	0,3470	0,3445	0,3349	0,3222
6,5	0,3504	0,3793	0,3902	0,3886	0,3841	0,3762	0,3670	0,3559
7,5	0,4049	0,4096	0,4083	0,4044	0,3989	0,3920	0,3823	0,3705
8,5	0,4211	0,4191	0,4154	0,4110	0,4058	0,3991	0,3910	0,3808
9,5	0,4247	0,4206	0,4167	0,4128	0,4084	0,4029	0,3957	0,3861
10,5	0,4222	0,4177	0,4144	0,4110	0,4082	0,4038	0,3978	0,3901
11,5	0,4159	0,4119	0,4096	0,4088	0,4063	0,4032	0,3983	0,3915
12,5	0,4075	0,4045	0,4035	0,4040	0,4033	0,4011	0,3979	0,3917
14	0,3991	0,3965	0,3960	0,3967	0,3973	0,3963	0,3943	0,3900
15,5	0,3880	0,3853	0,3848	0,3864	0,3879	0,3892	0,3879	0,3862

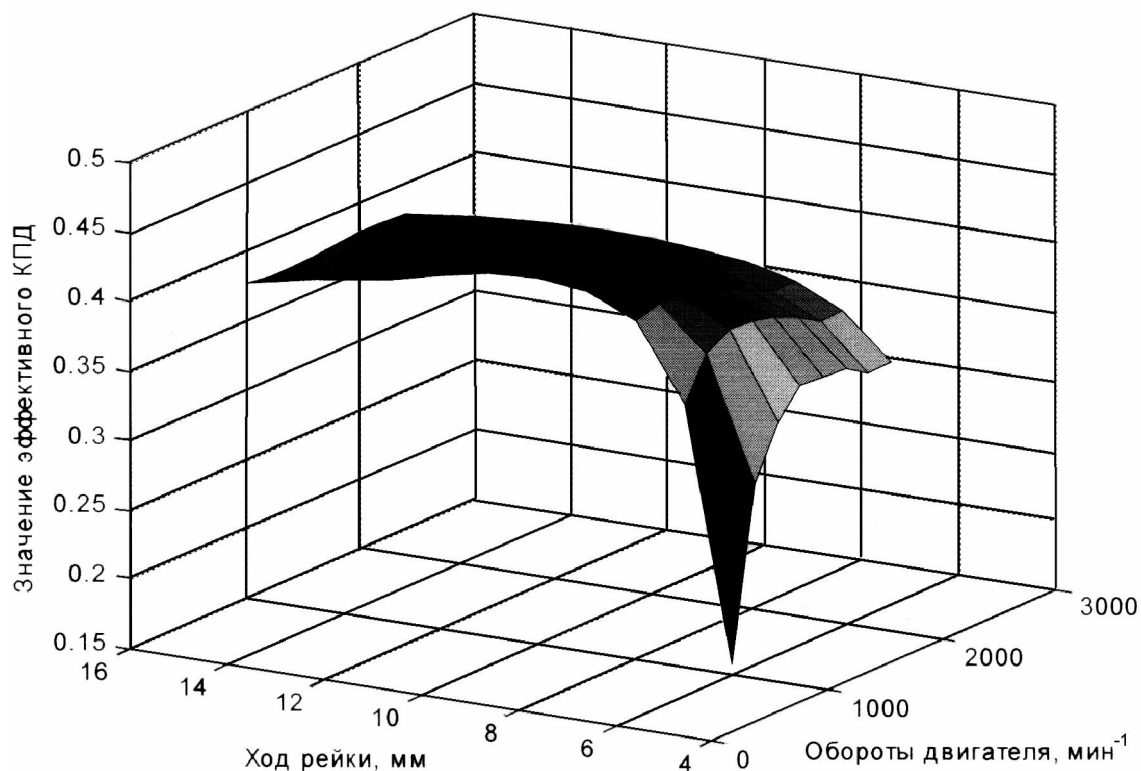


Рис. 3. Зависимость эффективного КПД от частоты вращения и положения рейки топливного насоса

Взаимное расположение полученной расчетным путем характеристики и зоны наилучшей экономичности дизель-агрегата 588ДА, полученной экспериментально на стенде КП ХКБД, позволяет сделать вывод о хорошем совпадении теоретических и экспериментальных результатов. Некоторое расхождение в области низких частот вращения можно объяснить как относительно широким шагом сеточной

модели, так и неполным соответствием расчетных выражений и моделей в [5] применительно к данному дизелю в области частот вращения, составляющих 30-40 % от максимального значения. Кроме того, основная работа дизель-агрегата протекает в диапазоне частот выше 1000 мин^{-1} , следовательно, показатели экономичности изменяются несущественно.

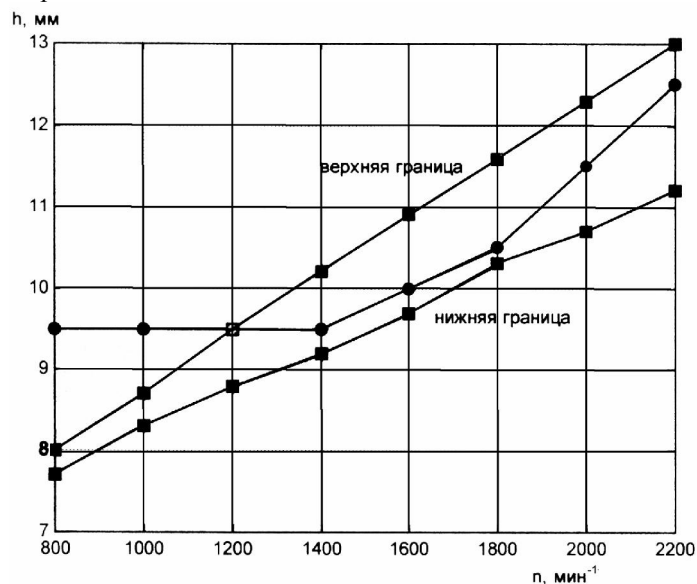


Рис. 4. Взаимное расположение оптимальных законов нагружения - расчетного (линия с кругами) и экспериментального (линии с квадратами).

Таким образом, без длительного и дорогостоящего эксперимента представляется возможным определить оптимальное значение рейки топливных насосов при работе дизель-агрегата под нагрузкой при различных частотах вращения коленчатого вала (рис. 4).

Список литературы:

1. Богаевский А.Б., Басов А.В., Синельникова Л.Б. и др. Микропроцессорная система управления частотой вращения и мощностью дизель-генераторной установки // Вестник ХПИ/ Сб. науч. трудов вып. Харьков: ХГПУ. - 2001, № 26 // тем. вып. ДВС. - с.64-68. 2. Рязанцев Н.К., Богаевский А.Б., Басов А.В. и др. Улучшение технико-экономических показателей дизель-агрегата дизель-поезда на основе микропроцессорной системы управления // Науч.-техн. журн. ДВС :двигатели внутр. сгор. Харьков: НТУ-ХПИ, №1, 2002 г., с.55-57. 3. Богаевский А.Б., Смир-

нов О.П., Бороденко В.Ю. Исследование переходных процессов дизель-генераторной транспортной установки // Автомобильный транспорт / Сб. науч. тр. Харьков: РИО ХНАДУ. - 2002. Вып. 10 - С. 101-104. 4. Рязанцев Н.К., Богаевский А.Б., Перерва П.Я. Выбор закона подачи топлива для дизеля 588ДА дизель-поезда ДЭЛ-01. // Науч.-техн. журн. ДВС: двигатели внутр. сгор. Харьков: НТУ-ХПИ, №1, 2004 г., с.24-26. 5. Орлин А.С., Вырубов Д.Н., Ивин В.И. и др. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. - М.: Машиностроение, 1971.- 400 с. 6. Методика расчетного исследования рабочего процесса двухтактного трехцилиндрового и шестицилиндрового (с раздельным выхлопом) двигателей с противоположно-движущимися поршнями на ЭЦВМ. -Научно-технический отчет ХКБД № 1617, 1973 г. - 31 с. 7. Крутов В.И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект. - М.: Машиностроение, 1978. - 472 с.

УДК 629.424:621.433

А.И. Крайнюк, д-р техн. наук, К.А. Луников, асп.

КОМПЛЕКС БЕЗДРЕНАЖНОГО ХРАНЕНИЯ СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

Отсутствие крупных нефтяных месторождений в Украине обуславливает привлекательность использования в качестве топлива для собственного транспорта природного газа (ПГ).

Экономическая целесообразность более широкого применения газового топлива связана не только со значительными разведанными мировыми запасами, оцениваемыми на уровне 145 трлн.м³ [1], в том числе в Украине по прогнозам специалистов - от 12 до 17трлн.м³ [2,3], но и более низкой, уже на сего-

дняшний день, стоимостью теплового эквивалента газа относительно светлых нефтепродуктов. Так, при сгорании 1м³ ПГ находящегося при нормальных условиях, выделяется теплота эквивалентная сжиганию 1,25л бензина А-80 или 1,15л дизельного топлива (ДТ) [4,5]. С учетом настоящих цен (ПГ – 1,10грн/м³, А-80 – 2,80грн/л, ДТ – 2,90грн/л) и реальных расходов транспортным средством, затраты на топливо на единицу пути при работе ДВС на бензине А-80 увеличатся в 3,8 раза, а на ДТ - приблизительно в 3,6