

Определение динамических свойств судовых дизельных установок в условиях нормальной эксплуатации

М.В. Васильев

Судомеханический факультет МА МГТУ, кафедра судовых энергетических установок

Аннотация. Рассмотрены причины необходимости определения динамических свойств судовых дизельных установок, дана краткая характеристика методов идентификации динамических свойств, выбран базовой метод – метод переходных функций. Приведены результаты наблюдения и определён набор параметров для определения динамических свойств в условиях нормальной эксплуатации.

Abstract. This paper contains information concerning the reasons of necessity of vessel diesel engine dynamic features determination in the conditions of normal operation. The methods of identification have been briefly described and the base method has been chosen – a method of transition functions. This paper has also described monitoring results and has given the number of parameters to be used in the next stages of the work.

1. Введение

При длительной эксплуатации судовых дизелей в силу различных причин может возникнуть необходимость в определении значений параметров, характеризующих динамику двигателя, таких, как коэффициент усиления по давлению наддува, коэффициент усиления по ходу рейки топливного насоса высокого давления, коэффициент самовыравнивания турбокомпрессора, коэффициент самовыравнивания двигателя, степень неравномерности и т.д. Это может быть вызвано следующими причинами: неустойчивая работа двигателя, ненормальный ход переходного процесса при изменении нагрузки, изменение в настройках систем автоматического регулирования, модернизация или переоборудование судов, что нередко ведёт к изменениям в пропульсивном комплексе (например, отказ от валогенераторов или их включение в судовую энергетическую установку), модернизация систем, обслуживающих двигатель (изменение наддува двигателя, т.е. переход с импульсного наддува на изобарный, и т.д.), а также необходимость получения картины общего состояния двигателя как сложной динамической системы.

2. Краткое описание методов определения динамических свойств

Существует ряд методов, позволяющих производить определение параметров, характеризующих динамику дизеля. При экспериментальном исследовании динамических свойств объектов регулирования используются как детерминистические, так и статистические методы, описанные в литературе (*Сыромятников, 1979*). Из них наиболее распространены частотный метод, метод переходных или импульсных функций и метод анализа прохождения через изучаемый участок случайного сигнала.

Наша задача состоит в идентификации динамических свойств судовых дизельных установок в условиях эксплуатации с помощью штатных приборов контроля методом пассивного эксперимента. Это объясняется тем, что зачастую существует нехватка времени для отвлечения на посторонние мероприятия, не связанные с обслуживанием оборудования, поэтому неприемлемо проведение активного эксперимента, а также отсутствием узкоспециальных приборов для исследования динамических свойств, например, осциллографов. Пассивный эксперимент – это эксперимент, при котором исследователь лишён возможности каким-либо образом влиять на количественные характеристики.

Для нашего исследования будем пользоваться методом переходных функций – откликов на единичное возмущение. Таким возмущением будет ступенчатое изменение нагрузки и/или перемещение топливной рейки.

Переходная функция описывается неоднородным дифференциальным уравнением, например, $T_0(d\varphi/dt) + k_0\varphi = \eta$, где T_0 – постоянная времени двигателя, k_0 – коэффициент самовыравнивания, φ – частота вращения коленчатого вала двигателя, η – перемещение топливной рейки (*Крутов, 1989*).

3. Наблюдения и полученные результаты

Прежде всего необходимо определиться с набором параметров, на которых будет базироваться методика определения динамических свойств. Для этого проводилось наблюдение за параметрами, характеризующими работу двух главных двигателей т/х "Кандалакша" (проект СА-15) марки 14ZV40

(Wärtsilä-Sulzer), которые работали через жёсткие муфты и редуктор на винт регулируемого шага по комбинаторной программе как отдельно, так и совместно.

Краткая характеристика двигателя 14ZV40: четырёхтактный, V-образный, 14-ти цилиндровый, диаметр поршня – 400 мм, ход поршня – 480 мм, номинальная частота вращения – 560 мин⁻¹, номинальная мощность – 7700 кВт, максимальное давление сгорания в цилиндре – 13,5 МПа, удельный эффективный расход топлива – 203 г/кВт·ч.

Сложность выбора параметров, характеризующих работу двигателя, заключается в том, что в силу различных причин не все из них могут быть использованы. Например, система регулирования двигателя осуществляет поддержание постоянства температур охлаждающей воды цилиндров и форсунок, смазочного масла и продувочного воздуха на всех режимах, а следовательно, с помощью них динамику не исследовать. Температура выхлопных газов по цилиндрам находится во взаимосвязи с температурами охлаждающих сред, и, следовательно, также не может быть использована. Примером нецелесообразности использования температуры выхлопных газов по цилиндрам и, следовательно, температуры газов перед турбиной турбокомпрессора для исследования динамических свойств, является случай работы двигателя на установившемся режиме, когда при увеличении температуры охлаждающей цилиндрической воды происходит рост температур выхлопных газов по цилиндрам. Кроме того, не всегда отдельные системы и механизмы двигателя находятся в идеальном состоянии, что также добавляет трудностей.

В нашей работе анализировались значения следующих параметров: частота вращения гребного вала, угол разворота лопастей винта регулируемого шага, частота вращения коленчатого вала двигателя, частота вращения турбокомпрессора 1 и 2, давление наддувочного воздуха, нагрузка двигателя, расход топлива (положение топливной рейки), установочное давление числа оборотов, средняя температура выхлопных газов по цилиндрам, температура газов перед турбиной 1 и 2.

Мы произвели обработку полученных в условиях реальной эксплуатации данных, а именно определили их корреляцию. Установлено, что существует взаимосвязь следующих данных: частота вращения коленчатого вала двигателя, частота вращения турбокомпрессора 1 и 2, давление наддува, нагрузка двигателя, расход топлива (положение топливной рейки), установочное давление числа оборотов, которые в дальнейшем и будут использоваться в следующем этапе работы – математическом моделировании переходных процессов. Отсутствие взаимосвязи перечисленных параметров с частотой вращения гребного вала и углом разворота лопастей винта регулируемого шага объясняется работой двигателя по комбинаторной программе, вследствие чего осуществляется изменение и частоты вращения, и угла разворота. Отсутствие взаимосвязи температур охлаждающих сред, температур выхлопных газов с другими параметрами объяснено выше. Коэффициенты корреляции для параметров приведены в табл. 1.

Таблица 1

	W_g	W_d	W_{t1}	W_{t2}	h	P_s	$T_{г.ср}$	T_{t1}	T_{t2}	F_i	G_d	P_w
W_g	1,00											
W_d	0,55	1,00										
W_{t1}	0,41	0,96	1,00									
W_{t2}	0,40	0,97	0,99	1,00								
h	0,34	0,94	0,98	0,99	1,00							
P_s	0,49	0,97	0,99	0,99	0,98	1,00						
$T_{г.ср}$	-0,70	0,07	0,24	0,23	0,28	0,14	1,00					
T_{t1}	0,11	-0,28	-0,29	-0,30	-0,27	-0,24	-0,30	1,00				
T_{t2}	-0,84	-0,11	0,08	0,07	0,13	-0,03	0,97	-0,21	1,00			
F_i	0,56	0,87	0,84	0,80	0,77	0,83	-0,05	-0,22	-0,18	1,00		
G_d	0,57	0,97	0,95	0,96	0,94	0,98	0,07	-0,21	-0,11	0,79	1,00	
P_w	0,54	0,97	0,97	0,97	0,95	0,99	0,09	-0,23	-0,09	0,86	0,98	1,00

W_g – частота вращения гребного вала, W_d – частота вращения коленчатого вала двигателя, W_{t1} – частота вращения турбокомпрессора 1, W_{t2} – частота вращения турбокомпрессора 2, h – нагрузка двигателя, P_s – давление наддува, $T_{г.ср}$ – средняя температура выхлопных газов по цилиндрам, T_{t1} – температура газов перед турбиной 1, T_{t2} – температура газов перед турбиной 2, F_i – угол разворота лопастей винта регулируемого шага, G_d – расход топлива (положение рейки), P_w – установочное давление числа оборотов.

4. Заключение

Таким образом, на данном этапе работы определён набор параметров (частота вращения коленчатого вала двигателя, частота вращения турбокомпрессора 1 и 2, давление наддува, нагрузка двигателя, расход топлива), которые на следующем этапе будут использоваться для моделирования переходных процессов двигателя, а также выбрана основополагающая (базовая) методика моделирования. О полученных результатах доложено на международной научно-технической конференции "Наука и образование-2005", секция "Судовые энергетические установки".

Литература

Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания. М., *Машиностроение*, 415 с., 1989.

Сыромятников В.Ф. Автоматика как средство диагностики на морских судах. Л., *Судостроение*, 312 с., 1979.