

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛИРУЮЩЕГО ОРГАНА В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

М. Х. ДОГИН

Для обеспечения оптимальной настройки системы автоматического регулирования в широком диапазоне изменений нагрузки двигателя регулирующий орган регулятора должен обладать линейной или близкой к ней формой гидравлической характеристики.

Как известно, форма кривой гидравлической характеристики регулирующего органа зависит от величины гидравлического сопротивления системы. Один и тот же регулирующий орган может иметь в зависимости от величины сопротивления всей системы различные характеристики. Значительное отклонение формы характеристики от линейной наблюдается при больших сопротивлениях системы. Поэтому необходимо рассматривать гидравлическую характеристику регулирующего органа в комплексе с автоматизируемой установкой, т. е. с учетом гидравлического сопротивления всей системы.

В данной статье приведены экспериментальные данные и методика определения гидравлических характеристик клапана регулятора в системе автоматического регулирования охлаждения двигателей внутреннего сгорания.

В автоматизированных охлаждающих системах двигателей применяется регулятор температуры прямого действия РТПД завода „Тизприбор“ [2]. Регулирующий орган регулятора выполнен в виде двухседельного уравновешенного клапана. Зависимость расхода воды от величины открытия клапана и его конструкция приведены на рис. 1.

Для определения гидравлической характеристики данного регулирующего органа в системе охлаждения двигателя необходимо выявить изменение

формы характеристики в зависимости от величины коэффициента сопротивления системы. Полная потеря напора [1] в системе двигателя может быть выражена в виде:

$$\Delta H = \left(\xi_p + \xi_c \right) \frac{\gamma W^2}{2g}, \quad (1)$$

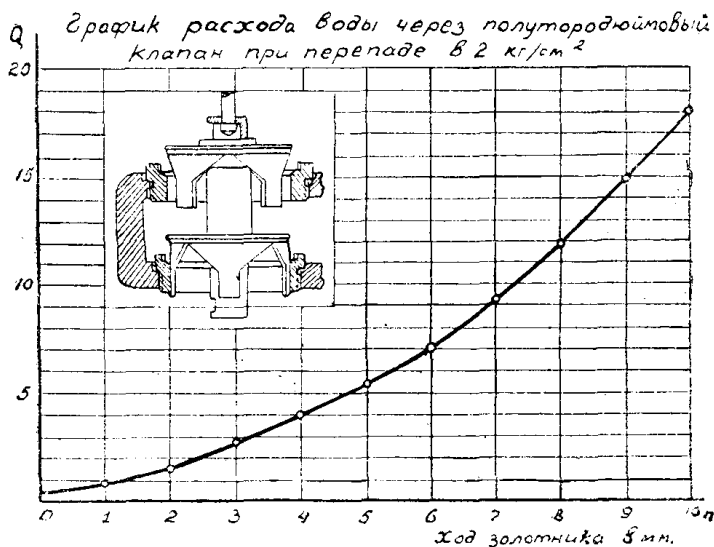


Рис. 1

где

ξ_p — коэффициент сопротивления регулирующего органа, отнесенный к сечению трубопровода перед клапаном;

ξ_c — коэффициент сопротивления системы без регулирующего органа, отнесенный к тому же сечению;

ΔH — потеря напора во всей системе;

γ — удельный вес жидкости;

W — средняя скорость течения воды, отнесенная к сечению трубопровода перед клапаном;

g — ускорение силы тяжести.

На основании выражения (1) весовой расход жидкости через регулирующий орган равен:

$$Q = F \sqrt{\frac{\Delta H \cdot 2g \cdot \gamma}{\xi_p + \xi_c}}, \quad (2)$$

а коэффициент расхода выражается формулой:

$$\mu = \frac{Q}{Q_{max}} = \sqrt{\frac{\xi_{pm} + \xi_{cm}}{\xi_p + \xi_c} \cdot \frac{\Delta H}{\Delta H_m}}, \quad (3)$$

где

ξ_{pm} и ξ_{cm} — коэффициенты сопротивления при максимальном расходе Q_{max} ;

F — площадь сечения трубопровода перед клапаном;

ΔH_m — потеря напора во всей системе при Q_{max} .

Как следует из данной формулы, для вычисления гидравлической характеристики $\mu = f(n)$ необходимы значения коэффициентов сопротивления регулирующего органа и системы при различных степенях открытия (n) клапана, т. е. должны быть известны $\xi_p = \varphi_1(n)$ и $\xi_c = \varphi_2(n)$.

На основании известной зависимости $Q = F(n)$, график рис. 1, легко определяется графическая зависимость $\xi_p = \varphi_1(n)$, которая представлена на рис. 2. Коэффициент сопротивления системы ξ_c определяется, исходя из

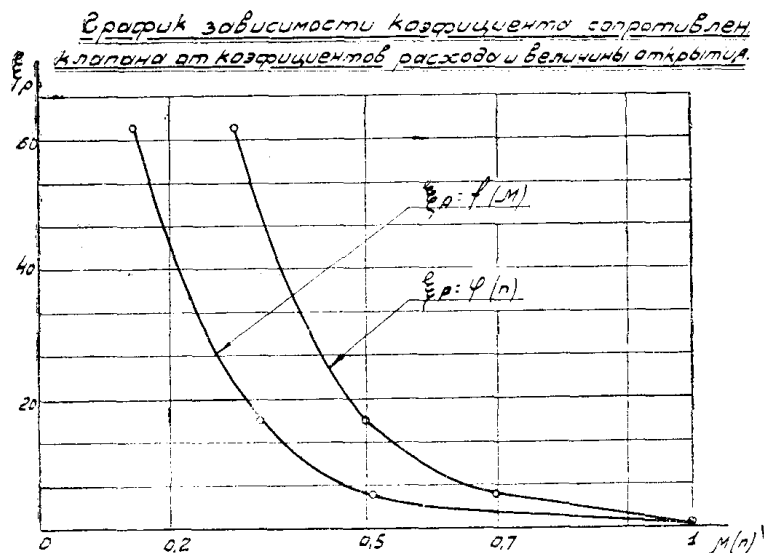


Рис. 2

экспериментально найденных гидравлических сопротивлений системы охлаждения двигателей. Основные данные двигателей, гидравлические сопротивления которых были экспериментально определены, представлены в табли-

Таблица 1

Марка двигателя	Мощность в л. с.	Число оборотов об/мин.	Число цилиндров	D/S	Завод изготовитель
РМ	50	430	2	200/300	Красный Пролетарий
МК	25	300	1	260/390	з-д „Дейц“
3-БК-30	64	350	3	210/300	Красное Сормово
2-РК-30	100	300	2	300/400	Х П З
4-РК-30	200	300	4	300/400	Х П З
Бенц	200	300	4	—	—

це 1. В таблицу также внесены двигатели, гидравлические сопротивления которых известны из данных ЦНИДИ [3]. Результаты замеров гидравлических сопротивлений указанных двигателей изображены на рис. 3 и 4.

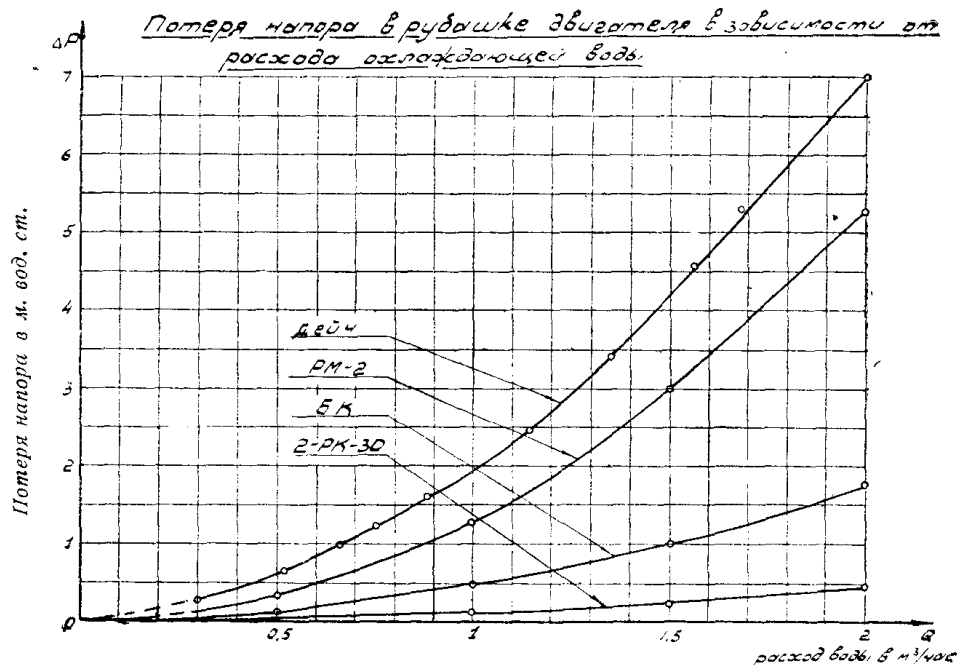


Рис. 3

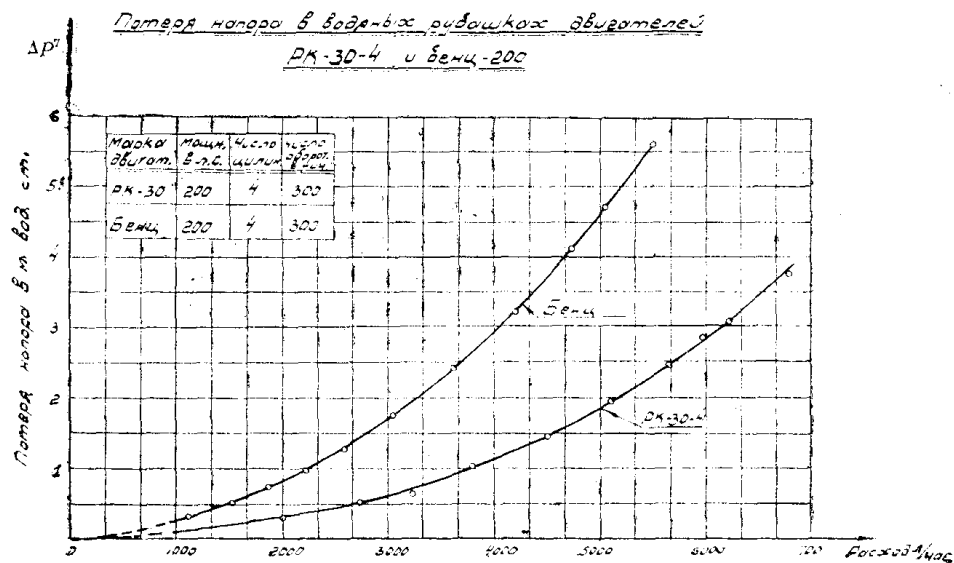


Рис. 4

Как показывают кривые этих графиков, потеря напора в рубашке двигателя в зависимости от расхода воды в диапазоне от холостого хода до полной нагрузки достаточно точно выражается формулой

$$\Delta H = m Q^2, \quad (4)$$

где m — постоянный коэффициент, который для каждого двигателя имеет свое значение.

Исходя из этого соотношения, коэффициент сопротивления системы охлаждения двигателя будет равен:

$$\xi_c = \frac{\Delta H \cdot 2g}{\gamma W^2} = \frac{m \cdot 2g F^2}{\gamma} = \text{const.}, \quad (5)$$

т. е. коэффициент сопротивления рубашки двигателя от расхода воды не зависит и для каждого двигателя имеет определенное значение.

Если кроме этого учесть, что давление жидкости перед регулирующим органом в системе двигателя практически постоянно (мало зависит от расхода), то формула (3) примет вид:

$$\mu = \sqrt{\frac{\xi_{pm} + \xi_c}{\xi_p + \xi_c}}. \quad (6)$$

Задаваясь определенными значениями ξ_c и по найденной зависимости $\xi_p = \varphi_1(n)$, можно по формуле (6) вычислить гидравлические характеристики регулирующего органа в системе, т. е. $\mu = f(n)$ при различных значениях ξ_c .

Результаты подсчетов представлены графически в виде карты гидравлических характеристик для регулирующего органа регулятора РПД (рис. 5). При подсчете были приняты следующие условные величины сопротивлений системы охлаждения двигателя:

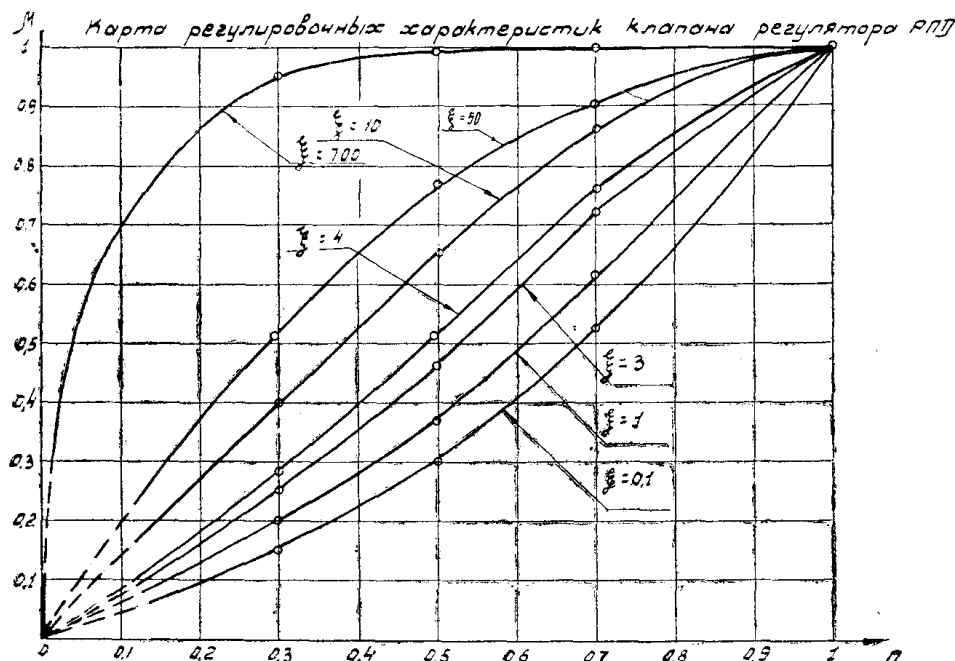


Рис. 5

$$\xi_c = 0,1; 1; 3; 4; 10; 50; 700.$$

Значения сопротивлений клапана ξ_p при различных величинах открытия (n) брались из рис. 2.

На основании составленной карты можно установить гидравлическую характеристику данного регулирующего органа в системе охлаждения рассматриваемых двигателей. В этих целях предварительно вычисляется коэффициент сопротивления системы охлаждения по формуле:

$$\xi_c = \frac{\Delta H_{ов} \cdot 2g}{\gamma \left(\frac{Q_{max}}{F} \right)^2} \quad (7)$$

Результаты подсчета сведены в таблицу 2.

Таблица 2

Двигатели	Расход воды в м ³ /сек	F в м ²	ΔH_{gs} в м. вод. ст.	ξ_c
PM-2	$0,256 \cdot 10^{-3}$	$1,07 \cdot 10^{-3}$	1,1	376
МК	$0,139 \cdot 10^{-3}$	" "	0,6	700
ЗБК-30	$0,332 \cdot 10^{-3}$	" "	0,7	153
2РК-30	$0,543 \cdot 10^{-3}$	" "	0,45	34,3
4РК-30	$1,09 \cdot 10^{-3}$	" "	1	19,6
Бенц	$1,09 \cdot 10^{-3}$	" "	2,75	54

Карта и таблица 2 показывают значительное отклонение гидравлических характеристик рассматриваемого клапана от линейных. Из карты регулировочных характеристик следует, что зависимость $\mu = f(n)$, близкую к линейной, можно получить при коэффициенте сопротивления системы $\xi_c = 3 \div 4$.

Принимая коэффициент сопротивления системы равным трем, из формулы (2) можно определить величину сечения клапана для данного двигателя. При расчете расход жидкости берется максимальный. Так, для экспериментальной установки с двигателем МК сечение клапана при максимальной нагрузке должно составлять 60 мм².

Изготовление клапана стандартной конструкции таких малых размеров представляет большие трудности. Поэтому для этого двигателя была выполнена другая конструкция регулирующего органа в виде цилиндрического золотника с прямоугольными окнами размером 6×10 мм.

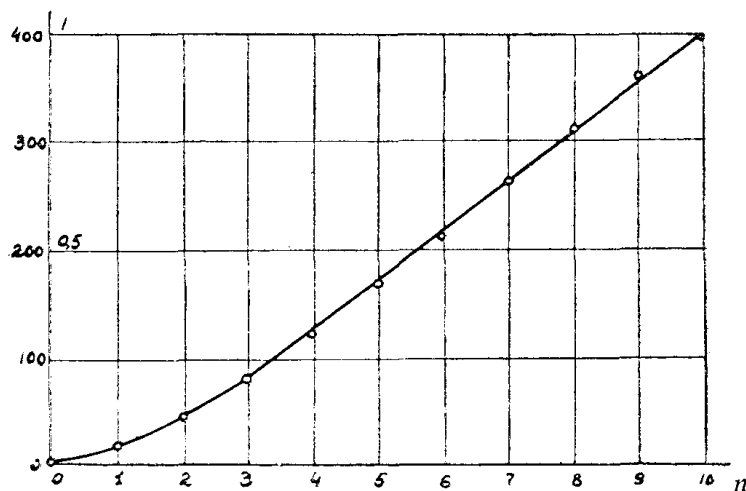


Рис. 6

На основании экспериментальной кривой $Q = f(n)$ этого клапана (рис. 6) рассчитана и построена карта его гидравлических характеристик, (рис. 7).

На этой же карте нанесена пунктирная кривая, полученная экспериментально при продувке клапана в системе двигателя. Полученная кривая показывает хорошее совпадение результатов расчета с опытными данными и достаточно хорошее приближение характеристики к линейной.

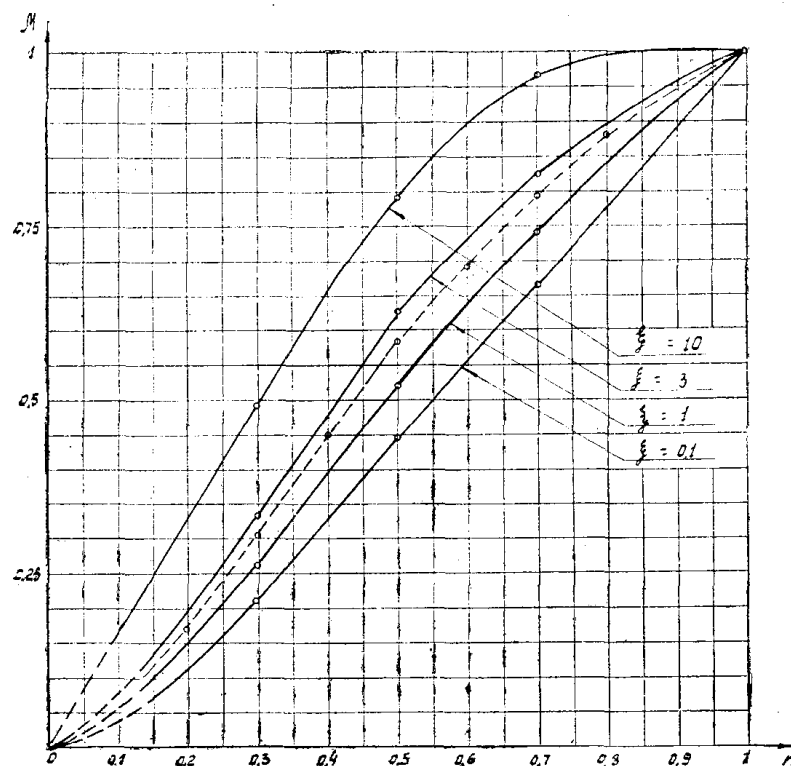


Рис. 7

Установка такого регулирующего органа в системе охлаждения двигателя МК обеспечила достижение устойчивого процесса автоматического регулирования температурного режима.

ЛИТЕРАТУРА

1. Соколов Е. Я., Шпеев М. Г.—Эксплуатация тепловых сетей, Госэнергоиздат, 1940.
2. Инструкция к регулятору РТПД завода Тизприбор, 1949.
3. Дизелестроение, 1934.