The traction resistance of tillage sowing machines depends on the traction resistance of the tillage sowing part of the machine and the hopper for seeds and fertilizers. Mathematical dependencies are obtained for determining the components of the traction resistance of the machine from the sowing depth, soil resistivity, the design of the machine, the speed of the unit, the metal consumption of the individual parts of the machine, the capacity of the hopper for seeds and fertilizers, the seeding rate of seeds and fertilizers and the operating time of the unit with one refueling. The calculation results for

the obtained dependences made it possible to establish the influence of the above factors on the traction resistance of a tillage sowing machine. It was found that the greatest influence on the traction resistance of the machine is exerted by the depth of sowing seeds, the specific resistance of the soil, the capacity of the hopper for seeds and fertilizers and its location in the unit. The lowest traction resistance is provided by the layout of the hopper for seeds and fertilizers directly on the towing device of the machine, which has a minimum capacity of the hopper for seeds and fertilizers.

© Рахимов И.Р., Хамитов Я.Ю., Фетисов Е.О.

УДК 621.43.031

DOI: 10.31563/1684-7628-2020-54-2-119-126

Ф.Р. Сафин

«ПОЛЕВОЕ» ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДИЗЕЛЕЙ: ПРОБЛЕМЫ И СПОСОБЫ ИХ РЕШЕНИЯ

Ключевые слова: *дизель; диагностирование; регулирование; условия полевые; топливоподача; пропуск впрысков.*

Введение. В настоящее время около половины себестоимости сельскохозяйственной продукции приходится на энергозатраты, в том числе четверть – на топливо и смазочные материалы [1].

Основная часть энергии вырабатывается дизелями различных мобильных средств и стационарных установок. Расход топлива ими во многом определяется их техническим состоянием. Поэтому в эксплуатации своевременному диагностированию и при необходимости восстановлению технического состояния уделяется самое серьезное внимание [2].

В настоящее время дизели диагностируются по механическому КПД, определяемому в цеховых условиях на специальных обкаточно-тормозных стендах. Зачастую уже там выясняется, что они и не нуждаются в ремонте; показатели их работы восстанавливаются простой регулировкой ряда его систем и механизмов, причем в большинстве случаев топливной аппаратуры (ТА). В этих случаях выполненные демонтажные и монтажные работы и транспортные операции оказываются напрасными. Эти напрасные расходы можно было бы снизить, выявляя и устраняя неисправности дизелей в «полевых» условиях без демонтажа их с машин.

Решению этой задачи до сих пор препятствовала, с одной стороны, ТА, а именно невозможность определения и регулирования её цик-

ловой подачи в «полевых» условиях и, с другой, несовершенством «полевых» методов определения механического КПД дизелей.

Башкирским ГАУ предложен «полевой» способ диагностирования и регулирования ТА дизелей, позволяющий автоматически определять и их механический КПД [3, 4].

Сущность способа следующая: на период диагностирования ТА дизель переводится на работу с постоянной полной подачей топлива с регулированием нагрузки пропуском впрысков топлива; при этом на номинальном режиме работают все его цилиндры, а на холостых номинальных оборотах – только их часть, а секции ТА не работающих цилиндров регулируются обычным, применяемым в цеховых условиях способом. Получается, что при этом способе сам дизель используется в качестве регулировочного стенда ТА. Часовые расходы топлива на обоих режимах работы оказываются пропорциональными количествам впрысков, а отношение числа пропущенных впрысков на холостом ходу к числу впрысков на номинальном режиме и представляет механический КПД дизеля [4].

Число впрысков, пропущенных на номинальных холостых оборотах дизеля, определяется экспериментально, а на номинальном режиме находится умножением частоты вращения дизеля на его тактность и число цилиндров. Интересно, что при этом, по сравнению с другими

способами, основанными на определении механического КПД также по расходам топлива (например, методами скоростных и нагрузочных характеристик), полностью исключаются происходящие на холостом ходу ухудшение смесеобразования и частичное снижение потерь мощности на привод насоса высокого давления (НВД), и в итоге повышается точность определения механического КПД.

Методика диагностирования дизелей способом Башкирского ГАУ основывается на сравнительном анализе точности диагностирования при проведении его в «полевых» и цеховых условиях.

Цель исследования – сравнительный анализ «полевого» и цехового диагностирования ТА дизелей способом их перевода на регулирование режимов работы пропуском впрысков топлива и разработка «полевой» методики диагностирования.

Объект и методика исследований. Испытания проводились с использованием четырехцилиндрового четырехтактного дизеля 4Ч11/13 (эффективной мощностью $N_e = 45,6 \text{ кВт}$ при частоте вращения $n_n = 1750 \text{ мин}^{-1}$), оборудованного ТА с НВД 4УТНМ и форсунками ФД-22 и выбранного с учетом того, что у его НВД имеется необходимый для использования в «поле-

вых» условиях доступ к регулировочным элементам.

Цикловые подачи g_u ТА на возможных скоростных режимах работы НВД (оборотах кулачкового вала) n_k представлены в таблице 1 [5].

Испытания проводились в соответствии с ГОСТами 10578-95 и 18509-88 [6, 7]. Форсунки ТА регулировались обычным способом с помощью стенда М-106 на давление начала впрыска 17,5 МПа. Цикловые подачи во время экспериментов определялись при работе на дизельном топливе и температуре окружающей среды 20 °С (делением объема топлива, впрыснутого в мерные ёмкости, на количество впрысков за период испытаний).

В начале НВД регулировался непосредственно на дизеле на опережение подачи 57° и цикловую подачу 73 мм³. Затем отрегулированные значения проверялись на «безмоторном» регулировочном стенде КИ-22210.

Результаты исследований. Частота вращения вала дизеля на его холостых номинальных оборотах обеспечивалась и фиксировалась устройством пропуска впрысков топлива (УПВ), схема которого приведена на рисунке 1. За его основу был принят серийно выпускаемый фирмой DENSO электрогидроуправляемый клапан SPILL VALVE [8].

Таблица 1 Рекомендуемые заводом-изготовителем цикловые подачи НВД 4УТНМ дизеля 4Ч11/13

Показатели работы НВД дизеля на режимах							
номинальном		максимального крутящего момента		холостого хода		отключения подачи, мин ⁻¹	
$n_k, \text{мин}^{-1}$	$g_u, \text{мм}^3$	$n_k, \text{мин}^{-1}$	$g_u, \text{мм}^3$	$n_k, \text{мин}^{-1}$	$g_u, \text{мм}^3$	начало	конец
875	73 + 1,8	625	83...90	300	20...30	885 + 10	1050

Рисунок 1

Схема УПВ: 1 – корпус; 2 – топливопровод высокого давления; 3 – штуцер сливной; 4 – клапан SPILL VALVE; 5 – клемма для подключения электронного блока управления

Клапан находится в открытом положении. При этом подаваемое НВД топливо с линии высокого давления перепускается и сливается обратно в бак. При подаче напряжения клапан закрывается, и нагнетаемое топливо, поступая к форсунке, впрыскивается в цилиндр дизеля.

Число впрысков z , пропускаемых за минуту на холостых номинальных оборотах дизеля, определялось по выражению

$$z = \eta_m \beta = \eta_m i n \tau, \quad (1)$$

где η_m и β – механический КПД и число впрысков за минуту на номинальном режиме работы; n – частота вращения коленчатого вала; τ и i – коэффициент тактности ($\tau = 1$ для двухтактного и $\tau = 0,5$ – четырехтактного) и число цилиндров.

У принятого для исследований четырехцилиндрового четырехтактного дизеля механический КПД может находиться в пределах $\eta_m = 0,7 \dots 0,8$, а $\beta = 3500$ [1].

Разделив z по выражению (1) на число впрысков в один цилиндр на номинальном режиме ($n \tau$), можно найти и число цилиндров i_n , отключаемых от работы (работающих с пропуском впрысков топлива) на холостых номинальных оборотах

$$i_n = \eta_m i. \quad (2)$$

Если в соответствии с известными данными допустить, что у принятого для испытаний четырехцилиндрового дизеля механический КПД $\eta_m = 0,7$, то по этому выражению число отключаемых цилиндров на холостых номинальных оборотах составит $i_n = 2,8$, а работать будут оставшиеся 1, 2 цилиндры, причем с полным количеством впрысков один из них и с 20 % впрысков другой.

Нетрудно установить, что при любом дизеле (любых значениях η_m и i) с частичным пропуском впрысков будет работать только один цилиндр, т. е. УПВ нужно будет оборудовать только одну секцию ТА.

Для обеспечения равномерного чередования рабочих ходов поршней и определения числа впрысков при экспериментах на холостых номи-

нальных оборотах предложена программа управления работой УПВ [9].

В соответствии с приведенными выше данными при экспериментах планировалось обеспечивать холостые номинальные обороты работой первого цилиндра без пропуска впрысков (с 875 впрысками) и четвертого – ориентировочно с 20 % впрысков (175 впрысками). При этом общее количество впрысков на эти два цилиндра должно было составить 1050.

Необходимые холостые номинальные обороты на первом этапе обеспечивались корректированием числа впрысков четвертого цилиндра. Поскольку секции ТА работавших цилиндров пока ещё не были отрегулированы, то механический КПД не определялся.

Секции ТА второго и третьего цилиндров были отрегулированы в соответствии с данными таблицы 1 на номинальную цикловую подачу (73 мм^3).

На втором этапе секции ТА менялись местами и операции повторялись. При этом выявилось, что холостые номинальные обороты достигались при работе дизеля со 109 впрысками второго цилиндра, т. е. при меньшем количестве впрысков (при 984 вместо планировавшихся 1050). Это объяснялось тем, что фактическое значение механического КПД дизеля оказалось больше принятого 0,7 и составляло по формуле (1) $\eta_m = z / \beta = [3500 - (875 + 109)] / 3500 = 0,719$.

На третьем этапе секции ТА опять менялись местами и вновь определялись пропущенные впрыски и механический КПД; они составили $z = 3500 - (875 + 125) = 2500$ и $\eta_m = [3500 - (875 + 125)] / 3500 = 0,715$. Среднее значение механического КПД по второму и третьему этапам составило $\eta_{\text{ср.}} = 0,717$.

Общие результаты регулировки ТА и определения механического КПД на дизеле приведены в таблице 2.

Как видно, цикловые подачи незначительно отличались от рекомендованных заводом-изготовителем (таблица 1).

Таблица 2 Результаты «полевых» регулировки ТА и определения механического КПД дизеля

$n_k, \text{мин}^{-1}$	$g_{\text{ц}}$ по цилиндрам, мм^3				Неравномерность топливоподачи $\delta, \%$	$\eta_{\text{ср.}}$
	I	II	III	IV		
875	72,6	73,5	72,8	73,3	1,23	0,717

В соответствии с ГОСТом 10578-95, неравномерность подачи топлива на номинальном режиме по секциям НВД принятого четырехцилиндрового дизеля не должна была превышать 3 % [6]. Как следует из таблицы 2, этому требованию регулирование ТА на дизеле вполне соответствует.

Качества выполненных на дизеле регулировочных работ проверялось в цеховых условиях (таблица 3). Частота вращения вала НВД ($n_k = 870 \text{ мин}^{-1}$), указанная в таблице 3 в качестве номинальной, была ниже паспортной (указанной в таблице 2) на 5 мин^{-1} из-за кратности шага регулирования частоты вращения стэнда КИ-22210,

равной 10 мин^{-1} . В связи с этим испытания проводились и при 880 мин^{-1} и за истинное значение δ принималось среднеарифметическое $\delta_{\text{ср}}$.

В соответствии с тем же ГОСТом 10578-95, при проверке неравномерность топливоподачи не должна была превышать 6 %. Как видно из таблицы, при способе Башкирского ГАУ соблюдается и это условие.

Из приведенных данных следует также, что при использовании самого дизеля в качестве регулировочного стенда можно более точно, чем на регулировочных стендах в цеховых условиях, выдерживать необходимые для диагностирования и регулирования средние обороты кулачкового вала НВД.

Вопросы могут возникать по влиянию на точность регулирования ТА неизбежного при пропусках впрысков топлива на холостых номинальных оборотах усиления колебаний частоты вращения коленчатого вала и возрастания температуры топлива (из-за возможного влияния прогретого дизеля).

В соответствии с требованиями ГОСТа 10578-95 средняя частота вращения вала стенда при любой постоянной допускаемой нагрузке и

постоянной мощности не должна выходить за пределы $\pm 0,25 \%$ при частоте свыше 800 мин^{-1} и $\pm 2 \text{ мин}^{-1}$ – ниже 800 мин^{-1} за период не менее 1 мин. Циклические же изменения мгновенной частоты вращения приводного вала под действием циклического крутящего момента испытуемого НВД не должны превышать 1 % от пика до пика при любых условиях испытаний.

С учетом этих обстоятельств были проведены дополнительные испытания при различных сочетаниях работающих секций ТА (цилиндров) дизеля на номинальных оборотах.

Для определения мгновенной и средней частот вращения коленчатого вала использовался датчик 0191.3847 автомобильных четырехцилиндровых двигателей с искровым зажиганием и инжекторным впрыском топлива (семейства ВАЗ), фиксирующий положения коленчатого вала относительно верхних мертвых точек поршней I и IV цилиндров. Электронный блок управления работой двигателя автомобиля по этим данным определяет среднюю и мгновенную частоты вращения коленчатого вала и, ориентируясь на них, синхронизирует работу форсунок и системы зажигания.

Таблица 3 Параметры топливоподачи ТА при работе на «безмоторном» регулировочном стенде КИ-22210 (в цеховых условиях)

$n_k, \text{мин}^{-1}$	$g_{\text{ц}}, \text{мм}^3$				$\delta, \%$	$\delta_{\text{ср}}, \%$
	I	II	III	IV		
870 (номинальная)	71	73	72	73	2,78	3,46
880	71	73	73	74	4,14	

В нашем случае этим датчиком считывалась частота прохождения зубьев зубчатого колеса (с 35 зубьями), установленного на приводной вал обкаточно-тормозного стенда КИ-1363, соединяющий его электродвигатель с коленчатым валом испытуемого дизеля. При этом получалось, что перемещение зубьев с частотой 1 Гц соответствует мгновенной частоте вращения коленчатого вала $n = 1 \cdot 60 / 35 = 1,714 \text{ мин}^{-1}$.

Результаты исследований представлены на рисунке 2 и в таблице 4.

Из приведенных данных следует, что при всех возможных вариантах отключения цилиндров мгновенная частота вращения дизеля 4Ч11/13 находилась в интервале $1746,4 \dots 1756,7 \text{ мин}^{-1}$, т. е. колебания не превышали 0,59 %.

Отмеченные колебания могут быть частично и результатом колебаний рейки НВД в пределах зазоров в его механизмах [10]. Их незначительность, в нашем случае, – вероятно, результат большого момента инерции маховика дизеля.

Эти данные также соответствуют требованиям вышеуказанного ГОСТа 10578-95 и подтвер-

ждают возможность определения технического состояния дизелей в «полевых» условиях без демонтажа их с машин. Поскольку предложенный способ может применяться и в цеховых условиях без использования дополнительных стендов, то справедливо считать его универсальным.

Влияние температуры топлива на величину неравномерности топливоподачи определялось в цеховых условиях на «безмоторном» стенде КИ-22210. Результаты экспериментов представлены в таблице 5.

Как видно, в среднем при увеличении температуры от 20 до 69 °С цикловая подача уменьшалась на $2,6 \text{ мм}^3$ (на 3,6 %). Степень влияния по секциям ТА несколько отличалась: была максимальной у IV цилиндра и минимальной у II. Очевидно, это результат неравномерной суммарной изношенности прецизионных элементов секций ТА; наибольшей она была у IV секции и наименьшей у II. Влияние температуры в целом хотя и незначительно, но все же в «полевых» условиях следует стараться по возможности не допускать ее чрезмерного изменения.

Рисунок 2
Осциллограммы мгновенной частоты вращения коленчатого вала дизеля при работе его на четырех (а), трех (б) и двух (в) цилиндрах с частичной подачей топлива (без нагрузки)

Таблица 4 Мгновенная частота вращения коленчатого вала дизеля при работе его на различных сочетаниях работающих цилиндров

Количество (порядковые номера) работающих цилиндров	Мгновенная частота вращения $n_i, \text{мин}^{-1}$		Разница $\Delta n_i, \text{мин}^{-1}$
	максимальная	минимальная	
При работе цилиндров с частичной подачей топлива (без нагрузки)			
4	1756,2	1750,0	6,2
3 (I, II и III)	1756,0	1748,6	7,6
2 (I и II)	1756,7	1752,1	4,6
2 (I и IV)	1754,8	1750,2	4,6
2 (III и IV)	1752,2	1746,4	5,8
При работе цилиндров с полной подачей топлива (с нагрузкой, создаваемой обкаточно-тормозным стендом)			
4	1752,2	1748,5	3,7
3 (I, II и III)	1752,4	1748,1	4,3
2 (I и II)	1752,6	1748,3	4,3
2 (I и IV)	1753,1	1748,6	4,5
2 (III и IV)	1752,4	1747,6	4,8
При работе цилиндров с полной подачей топлива (с номинальной нагрузкой работающих цилиндров)			
2 (I и IV (с пропуском впрысков))	1752,6	1747,8	4,8
1 (I)*	1704,1	1540,0	164,1

* при работе на одном цилиндре номинальная частота вращения не развивалась.

Таблица 5 Зависимость параметров топливоподачи ТА на номинальной частоте вращения от температуры топлива

Температура топлива, °C	Цикловая подача по цилиндрам $g_{ц}, \text{мм}^3$				Средняя цикловая подача по цилиндрам $g_{ср.ц}, \text{мм}^3$
	I	II	III	IV	
20	73	73	73	73	73,0
43	72	72	71	71	71,5
50	70	71	70	69	70,0
60	69	70	69	68	69,0
69	69	69	69	67	68,5
Средняя цикловая подача $g_{ср}$ (и разница в %) по экспериментам	70,6 (3,3)	71,0 (2,7)	70,4 (3,6)	69,6 (4,7)	70,4 (3,6)

При использовании способа Башкирского ГАУ для дизелей, у НВД которых имеется доступ к регулировочным элементам, может рекомендоваться следующая «полевая» методика их диагностирования и регулирования:

1) отрегулировать давления начала впрыска форсунок (к примеру, на стенде М-106);

2) отрегулировать опережения подачи топлива секций НВД (по мениску);

3) определить число и номера работающих секций ТА и на одну из них установить УПВ, снять с дизеля форсунки отключаемых для регулирования секций и заглушить отверстия цилиндров;

4) корректированием (через блок управления УПВ) числа впрысков установить холостые номинальные обороты дизеля;

5) отрегулировать цикловые подачи неработающих секций;

6) заменить местами работавшие и не работавшие секции, повторить операции пунктов 4 и 5 и определить механический КПД дизеля;

7) опять заменить местами секции и вновь определить механический КПД;

8) вычислить среднее значение механического КПД; соответствие его заводскому укажет, что дизель не нуждается в ремонте. Если оно существенно ниже, чем у нового дизеля, то

следует известными методами в «полевых» условиях протестировать и отрегулировать все механизмы и системы и вновь определить механический КПД. В случае, если он не восстановился, то дизель следует направить на ремонт.

В случае отсутствия у НВД дизеля доступа к регулировочным элементам следует снять ТА с дизеля, отрегулировать её в цеховых условиях и, установив её обратно на дизель, выполнить соответствующие операции приведенной методики. Естественно, работы будут упрощаться при наличии сменной, заранее отрегулированной ТА.

Предложенная методика определения механического КПД также применима к электронным системам топливоподачи, к примеру, Common Rail. При этом достаточно будет прописать в электронном блоке управления топливоподачей соответствующий алгоритм.

Выводы. Техническое состояние дизелей в «полевых» условиях может диагностироваться по механическому КПД, определяемому по предложенной универсальной методике. Достоинства предложенной методики – простота и высокая точность. Простота обусловлена определением механического КПД только по одному показателю (числу пропущенных впрысков на холостых номинальных оборотах дизеля). Высо-

кая точность достигается за счет, с одной стороны, предварительной регулировки ТА на опережение и равномерность топливоподачи на оборотах кулачкового вала НВД, отвечающих высоким требованиям соответствующих ГОС-

Тов, и, с другой, не учитываемых в применяемых цеховых методах, происходящих по мере снижения нагрузки ухудшения процесса смесеобразования и снижения потерь мощности на привод НВД.

Библиографический список

1. Баширов, Р.М. Автотракторные двигатели: конструкция, основы теории и расчета [Текст] / Р.М. Баширов. М.: Лань, 2017. 335 с.
2. Габитов, И.И. Совершенствование средств технического сервиса автотракторной и мобильной сельскохозяйственной техники [Текст] / И.И. Габитов, А.В. Неговора // Труды ГОСНИТИ. 2014. Т. 117. С. 62–66.
3. Баширов, Р.М. Способ диагностирования и регулирования дизельной топливной аппаратуры на двигателе [Текст] / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин, Р.Ж. Магафуров, Р.Р. Юльбердин, М.Ф. Туктаров // Патент на изобретение № 266 8589. 30.01.2018.
4. Баширов, Р.М. Способ определения механического КПД двигателя внутреннего сгорания [Текст] / Р.М. Баширов, А.М. Миннигалиев // Патент на изобретение № 2539907. 10.12.2014 г.
5. Габитов, И.И. Топливная аппаратура автотракторных дизелей [Текст] / И.И. Габитов, А.В. Неговора. Уфа: Башкирский ГАУ, 2004. 216 с.
6. ГОСТ 10578-95 Насосы топливные дизелей. Общие технические условия [Текст]. М.: Изд-во стандартов, 1995. 18 с.
7. ГОСТ 18509-88 Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний [Текст]. М.: Изд-во стандартов, 1988. 46 с.
8. Denso. Electronical Technical Service Information [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.denso-am.eu>.
9. Баширов, Р.М. Определение механического КПД дизеля методом пропуска впрысков топлива [Текст] / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин, Р.Р. Юльбердин, И.Д. Ахметьянов // Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № 2018 616015. 05.04.2018.
10. Грунауэр, А.А. Причины колебания рейки топливного насоса [Текст] / А.А. Грунауэр, Б.Б. Чагар // Тракторы и сельхозмашины. 1961. № 2. С. 7–10.

Сведения об авторе

Сафин Филлус Раисович, кандидат технических наук, доцент кафедры автомобилей и машинно-тракторных комплексов, ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ, г. Уфа, ул. 50-летия Октября, 34, тел.: +7 (347) 252-57-93, e-mail: films02@mail.ru.

Основная часть энергии в аграрном производстве вырабатывается дизелями, расход топлива которых определяется их техническим состоянием, оцениваемым по механическому КПД, определяемому на специальных обкаточно-тормозных стендах. Необходимые для этого демонтажные и монтажные работы и транспортные операции существенно увеличивают затраты на обслуживание дизелей. Эти затраты можно снизить, выявляя и устраняя неисправности дизелей в «полевых» условиях без демонтажа их с машин способом, предложенным Башкирским ГАУ. Сущность его состоит в том, что диагностирование и регулирование топлив-

ной аппаратуры дизелей проводится при работе их с регулированием нагрузки пропусков впрысков топлива. При этом сам дизель на холостых номинальных оборотах выполняет функцию регулировочного стенда. Испытания с использованием четырехцилиндрового четырехтактного дизеля 4Ч11/13 показали, что предложенный способ отличается простотой и высокой точностью определения механического КПД. На основе экспериментальных исследований рекомендована «полевая» методика диагностирования и регулирования дизелей. Эта методика может успешно применяться в аграрном производстве.

F. Safin

«FIELD» DIAGNOSIS OF THE TECHNICAL CONDITION OF DIESEL ENGINES: PROBLEMS AND METHODS FOR SOLVING THEM

Key words: *diesel; diagnostics; regulation; field conditions; fuel supply; misfire.*

Filyus Safin, Candidate of Technical Sciences, associate professor of the Cars and machine-and-tractor aggregates department, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Bashkir State Agrarian University», 450001, Ufa, 50-letiya Oktyabrya St., 34, phone: +7 (347) 252-57-93, e-mail: fils02@mail.ru.

The main part of the energy in agricultural production is generated by diesel engines, the fuel consumption of which is determined by their technical condition, evaluated by mechanical efficiency, determined on special break-in brake stands. The dismantling and installation work and transport operations necessary for this significantly increase the cost of servicing diesel engines. These costs can be reduced by identifying and eliminating malfunctions of diesel engines in the «field» conditions without dismantling them from the machines using the Bashkir SAU method. Its essence is that the di-

agnosis and regulation of diesel fuel equipment is carried out when they work with load regulation by skipping fuel injections. At the same time, it turns out that the diesel engine at idle rated speeds performs the function of an adjusting stand. Tests using a four-cylinder four-stroke 4C11/13 diesel engine showed that the proposed method is simple and highly accurate in determining mechanical efficiency. Based on experimental studies, a «field» method for diagnosing and regulating diesel engines is recommended. This technique can be successfully applied in agricultural production.

© Сафин Ф.Р.

УДК 621.315

DOI: 10.31563/1684-7628-2020-54-2-126-131

В.А. Солдатов, В.С. Захаров

РАЗРАБОТКА КРИТЕРИЕВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕСТА ПОВРЕЖДЕНИЯ В СЕТИ 35 кВ

Ключевые слова: *определение места повреждения; критерии; электрическая сеть; погрешность; фидер 35 кВ.*

Введение. Для высоковольтных сетей 110 кВ и выше вопрос определения места повреждения (ОМП) достаточно проработан [1–3]. Для сетей среднего напряжения 6–10–35 кВ необходимо разрабатывать свои новые методы ОМП.

Цель исследований. Сети 6–10–35 кВ работают с изолированной нейтралью и поэтому в них замыкания на землю не являются короткими замыканиями. Это затрудняет задачу ОМП. Кроме того, сети 35 кВ часто работают с трехобмоточным питающим трансформатором, что также является их особенностью. Цель данной работы – разработка дистанционного метода ОМП для сетей 35 кВ, работающих с трехобмоточным питающим трансформатором.

В сетях 6–10–35 кВ аварийные режимы (АР) с замыканиями на землю и обрывами составляют до 70 % от всех возможных повреждений [1–3]. Также в сетях 110 кВ и выше длины линий и отключающие мощности много больше, чем в сетях 6–10–35 кВ. Приборы ОМП для сетей 110 кВ имеют высокую стоимость и их трудно оправдать в сетях 6–10–35 кВ (например, стоимость «Сириус-2-ОМП» составляет порядка 90 тысяч рублей) [4].

Материалы и методы исследования. Методам расчета аварийных режимов и определению их места возникновения посвящены работы [5–7]. В [8, 9] рассмотрен метод ОМП, основанный на применении эмпирических критериев. Критерии представляют собой формулы, индивидуальные для каждого вида АР. В числитель формулы помещаются напряжения и токи, увеличивающиеся при перемещении точки аварии вдоль длины линии, а в знаменатель – уменьшающиеся. Параметры, которые не изменяются, – не учитываются. Это позволяет всегда получать график критерия с большой крутизной и определять место повреждения с достаточной точностью.

Для ОМП в сетях 6–10–35 кВ можно использовать так называемые эмпирические критерии. Критерии были получены для трех случаев, когда использовались напряжения и токи: в начале линии [10], в конце линии [12], а также в начале и в конце линии одновременно. Исследования проведены на примере фидера 35 кВ, отходящего от питающего трехобмоточного трансформатора [11]. От этого трансформатора отходит также фидер 10 кВ. Расчетная схема представ-