

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ И СТЕНДОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ БУЛЬДОЗЕРНОГО АГРЕГАТА КЛАССА 40 кН

Изложены результаты и анализ сравнительных экспериментальных исследований бульдозерного агрегата класса 40 кН, оснащенного четырьмя уровнями мощности и двумя типами трансмиссий. Установлено, что выявление оптимальной энергонасыщенности бульдозерного агрегата методом сравнительных испытаний не дает надежного результата без предварительного исследования по оптимизации тягово-кинематических параметров трансмиссии на каждом из уровней энергонасыщенности.

Ключевые слова: бульдозерный агрегат, энергонасыщенность, гидромеханическая трансмиссия, механическая трансмиссия, статистические характеристики скоростных и силовых параметров двигателя.

В процессе экспериментальных исследований бульдозерного агрегата класса 40 кН, проведенных на грунтах средней категории, нами отрабатывался вопрос оптимизации его рабочих параметров. Динамические испытания проводились при работе по принятой в практике технологии разработки стандартных траншей, методом сравнения выходных параметров при различных уровнях энергонасыщенности трактора и двух типах трансмиссии [1].

Анализ статистических характеристик скоростных и силовых параметров двигателя по результатам динамических испытаний говорит о том, что вероятности распределения оборотов двигателя и его крутящего момента в механической трансмиссии соответствуют смещенному нормальному закону. Наложение кривых распределения оборотов и крутящих моментов на стендовые моментные характеристики (рис. 1, 2) показывает, что математические ожидания оборотов соответствуют безрегуляторной ветви моментной характеристики двигателя при номинальных мощностях двигателя: 80, 100, 110 кВт.

При мощности двигателя 140 кВт на первой и второй передачах двигатель большую часть времени работал на регуляторной ветви этой характеристики. При трех уровнях номинальных мощностей (100, 110, 140 кВт) явно наблюдается разрыв между распределениями оборотов на 3-й передаче и 2-й и 1-й, хотя распределения крутящих моментов перекрывается вся зона рабочих оборотов двигателя. При номинальной мощности 80 кВт зона рабочих оборотов существенно меньшая, чем при более высоких уровнях номинальных мощностей двигателя. При всех вариантах номинальных мощностей зона математических ожиданий моментов и оборотов сдвинута (пунктирные линии на рис. 1, 2) ниже стендовой моментной характеристики на 10-50 Н·м, что соответствует отбору мощности на гидропривод бульдозера.

Работа двигателя при уровне номинальной мощности 140 кВт на 1-2 передачах происходит с явной недогрузкой, т. е. технологические параметры бульдозирования и мощность двигателя

здесь не согласованы, и в данном случае нельзя делать заключение о нецелесообразности энергонасыщения агрегата до такого уровня. Этот вопрос следует решать комплексно, с пересмотром тягово-кинематических параметров.

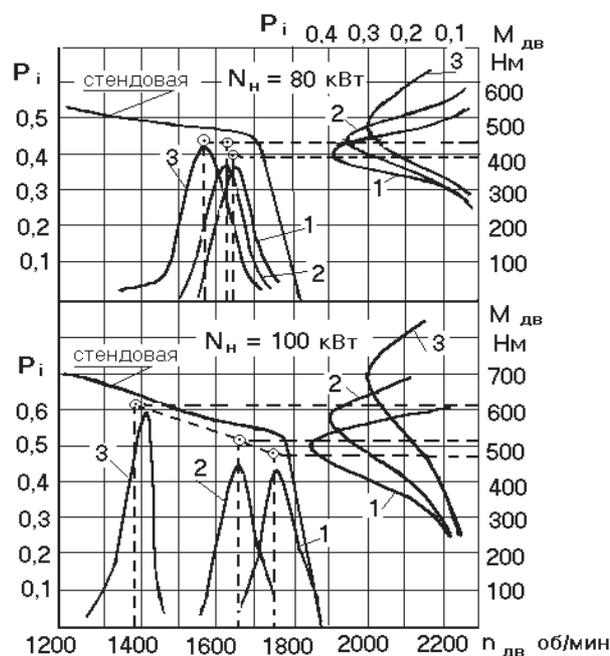


Рис. 1. Распределение оборотов и моментов двигателя по основным рабочим передачам (1, 2, 3) при бульдозировании и соответствие их стендовым характеристикам двигателя ($N_n = 80, 100$ кВт).

В данном случае явно требуется передача с передаточным отношением трансмиссии между 2-й и 3-й существующими, т. к. по моменту и оборотам двигателя 2-я и 3-я существующие передачи фактически перекрывают друг друга и не обеспечивают номинальной загрузки двигателя.

Уровень энергонасыщенности агрегата при номинальной мощности двигателя 80 кВт также имеет неудачное кинематическое решение передаточных отношений трансмиссии. С этой точки зрения сравнимы только два уровня энергонасы-

шенности, соответствующие номинальным мощностям двигателя, равным 100 и 110 кВт (наиболее близкие к серийному варианту).

В работах [2, 3] по результатам сравнительных исследований сделан вывод о целесообразности энергонасыщенности бульдозерного агрегата класса 40 кН с механической трансмиссией при номинальной мощности 110 кВт. Но с учетом вышеизложенного необходимо отметить, что этот вывод ошибочен, т. к. каждый из сравниваемых уровней энергонасыщенности не имел оптимальной тягово-кинематической характеристики.

В гидромеханической трансмиссии анализ распределений передаточного отношения гидротрансформатора показывает, что его плотность вероятности сужается с уменьшением номера передачи (увеличением передаточного отношения трансмиссии) и с увеличением уровня энергонасыщенности агрегата (рис. 3, 4). При всех четырех уровнях мощности двигателя на 2-й и 3-й передачах обеспечивается наиболее вероятная работа блока ДВС-ГТР в зоне максимальных КПД на первой ступени трансформации. Бульдозирование на 3-й передаче снижает параметры ДВС-ГТР, его работа происходит на второй ступени гидротрансформатора, где КПД на 3...5 % ниже.

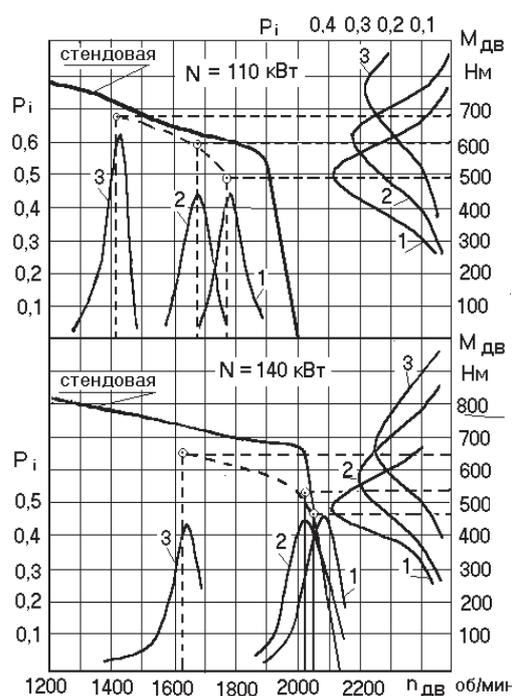


Рис. 2. Распределение оборотов и моментов двигателя по основным рабочим передачам (1, 2, 3) при бульдозировании и соответствие их стендовым характеристикам двигателя ($N_H=110,140$ кВт).

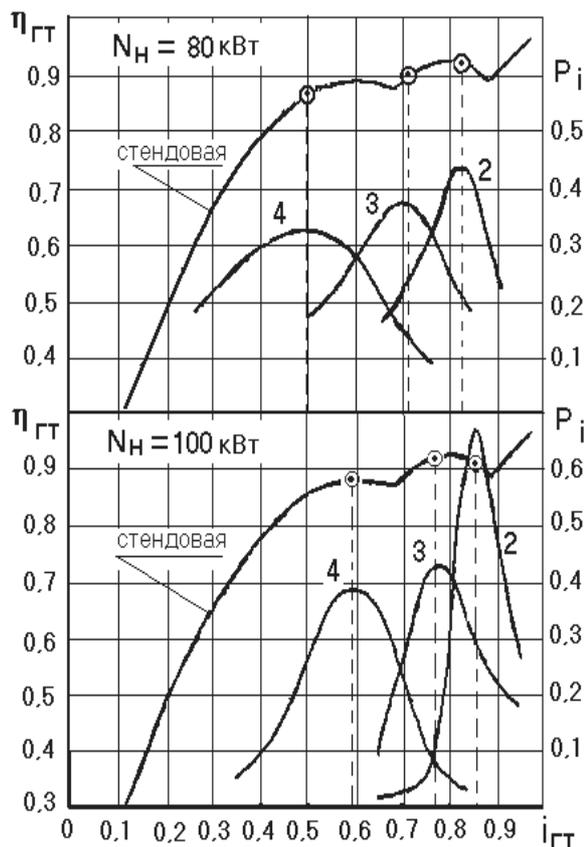


Рис. 3. Совмещение стендовых характеристик ГТР- $\eta_{ГТ} = f(i_{ГТ})$ и плотностей распределений $i_{ГТ}$ по передачам и уровням энергонасыщенности.

На низшем уровне энергонасыщенности рабочая зона передаточных отношений гидротрансформатора варьируется от 0,25 до 0,92; на втором – от 0,34 до 0,95; на третьем – от 0,26 до 0,96; на четвертом – от 0,35 до 0,95.

Наибольшая плотность вероятности передаточного отношения ГТР варьируется от 0,33 до 0,45 по передачам низшего уровня энергонасыщенности, от 0,38 до 0,77 – второго уровня энергонасыщенности, от 0,32 до 0,76 – третьего и от 0,28 до 0,55 – четвертого. И если на первом и втором уровнях энергонасыщенности распределение передаточного отношения ГТР равномерно по передачам перекрывает основную рабочую зону, то на третьем уровне энергонасыщенности плотность распределения передаточных отношений ГТР на 2-й и 3-й передачах перекрываются на 80 %, на четвертом – перекрываются около 100 %.

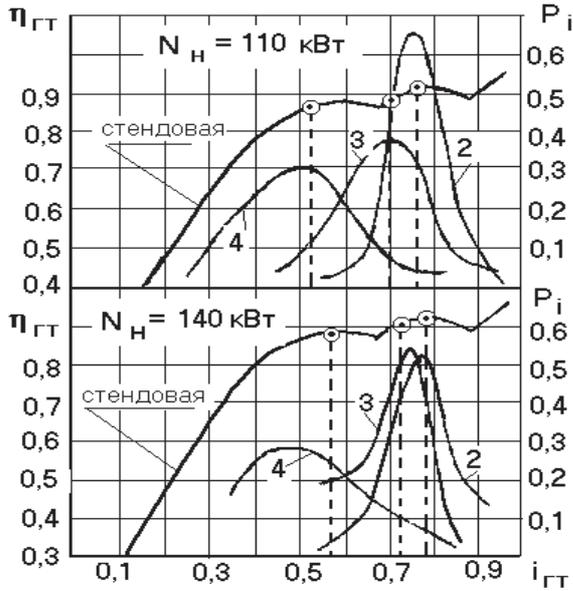


Рис. 4. Совмещение стеновых характеристик ГТР- $\eta_{ГТ} = f(i_{ГТ})$ и плотностей распределений $i_{ГТ}$ по передачам и уровням энергонасыщенности.

В данном случае существующие передаточные отношения механической части трансмиссии не дают возможности реализовать преимущества гидромеханической передачи, и рекомендации [2, 3] по оптимизации энергонасыщенности бульдозерного агрегата с гидромеханической трансмиссией на уровне номинальной мощности 100 кВт также в большей части ошибочны.

Анализ скоростных параметров двигателя установки ДВС-ГТР в процессе динамических испытаний (рис. 5) показывает, что наибольшая вероятность работы двигателя соответствует его номинальным оборотам.

На всех уровнях энергонасыщенности и рабочих передачах математические ожидания оборотов двигателя составили от 0,98 до 1,02 номинальных оборотов. Совмещение математических ожиданий оборотов двигателя со стеновыми скоростными характеристиками блока ДВС-ГТР (рис. 5) выявило несоответствия, которые объясняются тем, что стеновые характеристики являются статическими, т. е. каждая точка снималась при установившемся режиме работы.

В динамике только при глубоких перегрузках, преодоление которых занимает длительное время, прозрачность ГТР соответствует стеновой. Среднестатистическая частота колебаний нагружения такова, что режим перегрузки успевает блокироваться моментами инерции вращающихся и поступательно движущихся частей агрегата. Этому способствует также увеличенный коэффициент буксования, который в динамике выполняет роль стабилизатора нагрузки. По сути дела, изменение нагрузки на отвале бульдозера дважды

демпфируется фрикционами – гидротрансформатором и буксованием двигателя.

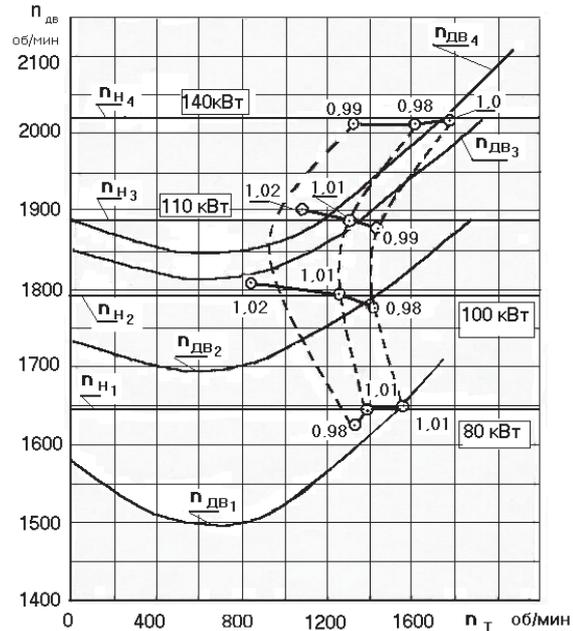


Рис. 5. Стеновые характеристики $n_{дв} = f(n_{ГТ})$ и изменение математических ожиданий оборотов двигателя по передачам (2, 3, 4) и уровням номинальных мощностей двигателя при бульдозировании на грунтах 1-2 категории.

Таким образом, характер динамической нагрузки на бульдозерном отвале и режим работы агрегата при повышенном буксовании способствуют увеличению непрозрачности гидротрансформатора и обеспечивают наиболее благоприятное совмещение моментных характеристик двигателя и гидротрансформатора.

Анализ статистических характеристик выходных показателей моторной установки бульдозерного агрегата показывает неправомерность сравнения тягово-динамических параметров агрегата методом сравнительных испытаний в идентичных условиях с целью выявления оптимальной энергонасыщенности как для трактора с механической, так и для трактора с гидромеханической трансмиссиями. Прежде проведения таких сравнительных испытаний необходимо провести исследования по оптимизации тягово-кинематических показателей трансмиссии каждого из уровней энергонасыщенности.

Литература

1. Климов А.А. Статистический анализ выходных параметров моторно-трансмиссионной установки бульдозерного агрегата // Совершенствование конструкций и повышение надежности тракторов и погрузчиков : сб. ст. Красноярск, 2003. С. 28-35.

2. Богатырев А.П. Исследование влияния энергонасыщенности на тяговую динамику и производительность трактора-бульдозера: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1975. 21 с.

3. Богатырев А.П., Вязовский А.Е., Гинзбург Ю.В. Об уровне энергонасыщенности современных промышленных тракторов / ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш. М., 1975. № 1.

УДК 621.43

G. Tsogtjargal*, B. Batmonkh

AN INVESTIGATION FOR IMPROVING POWER PERFORMANCE BY VVT EFFECT OF SPARK IGNITION ENGINE BY WAVE SIMULATION

This paper is done by simulating 2.0 DOHC engine with WAVE 7.2 program of Ricardo and identified valve timing variables for increasing the performance of the engine. The simulation results are highly agreed with WOT torque experimental data and helped to predict the tendency of performance as the valve timing change. Further, a VVT system can be used to improve fuel consumption, performance and emissions. This paper also describes the effect of VVT terms on WOT power, torque and residual gas content. WOT torque was higher when intake valves were closed early for low rpm and late for high rpm.

Key words: variable Valve Timing (VVT), Wide Open Throttle (WOT), Maximum Open Point (MOP), Air Fuel ratio (A/F).

Introduction

An internal combustion (IC) engine is the most common technology to power vehicles. The use of IC engine leads to some serious problems regarding environmental degradation and consumption of fossil energy. Fossil fuel depletion is another major global concern that affects the viability of IC engine. So we need such an engine which has high power and high efficiency as well as low exhaust characteristic in over the world. Automobile companies are making different automobile parts by using many techniques. It helps us to improve automobile performance and developments of new automobile technology. As a result it reduces research period and special technician.

First of all, we understand engine basic characteristic by engine operating performance test over all load ranges. We anticipated engines performance test by changing parameters such as VVT. We get effective simulation result by using WAVE.

Fixed valve timing system has limits on the improvement of performance, fuel efficiency and emissions over all engine operating conditions. The limits can be overcome by making valve timing variable, VVT system.

There are four types of VVT, only intake cam phasing, only exhaust cam phasing, intake and exhaust cams phasing equally, and intake and exhaust cams phasing independently.

In this paper, intake cam phasing independently system was studied to understand the effects on WOT performance by using WAVE, one-dimensional cycle simulation code of Ricardo.

Engine performance was analyzed in terms of residual gas fraction, intake manifold pressure and

pumping loss. Those can be calculated very well by means of engine cycle simulation, but combustion quality, emissions, fuel consumption can only be estimated, as long as measurements do not exist. This paper can help decide VVT strategy in the early stage of development process.

Test condition

The engine test apparatus is showed in Figure 1. The engine specification used in the model is shown in Table 1. Engine power and torque is normally measured with a dynamometer (Froude Co.). A/F and exhaust emissions measured by a gas analyzer (Hori-ba Mexa7100).

Table 1

Engine specifications

Description	Specifications
Engine type	In-line, 4 cylinder, DOHC
Displacement	1975cc
Bore x Stroke	82 mm x 93.5 mm
Compression ratio	10.1
Firing order	1-3-4-2
IVO/IVC	BTDC 9° / ABDC 43°
EVO/EVC	BBDC 50° / ATDC 6°
Max. Power	138ps / 6000rpm
Max. Torque	18.6kg·m / 4500rpm

The test of performance we used at WOT condition. The engine was accelerated at high load from 1000 to 5000 [rpm], with steps of 500 [rpm]. For each

* - автор, с которым следует вести переписку.