

УДК 621.43.001.57

П.М. МАЗУРКИН

Марийский государственный технический университет



Мазуркин Петр Матвеевич родился в 1946 г., окончил в 1968 г. Марийский политехнический институт, доктор технических наук, профессор, и. о. заведующего кафедрой природообустройства Марийского государственного технического университета, заслуженный деятель науки и техники Республики Марий Эл, академик РАЕН, член Международной ассоциации «Эвристика», эксперт СНГ по машиностроению. Имеет более 500 печатных работ в области функционально-конструктивного блочно-модульного синтеза манипуляторных машин, аванпроектирования и моделирования систем машин и биотехнических систем.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЕЙ

Приведены регрессионные модели скоростных, наружных и других характеристик двигателя бензиномоторной пилы, основанные на биотехническом законе.

Regression models based on a biotechnical law are given for speed, load and other performances of a motorsaw engine.

При проектировании лесных машин и оборудования применяют несколько методологических подходов для определения параметров процесса функционирования отдельных узлов и деталей. Во-первых, это использование методов определения и прогнозирования динамических нагрузок, необходимых при расчетах на прочность и долговечность [1]; во-вторых – методов расчета энергосиловых показателей, характеризующих интенсивность взаимодействия инструментов, рабочих органов и машин с объектом труда. Очевидно, что в обоих случаях необходимо учитывать динамику изменения различных характеристик двигателей, в частности внутреннего сгорания (ДВС).

Потребность в простых математических моделях для определения скоростных, нагрузочных и иных характеристик возникает также при обосновании технологических процессов, в которых применяют то или иное устройство. Модели характеристик ДВС прежде всего необходимы при обосновании режимов механической обработки лесной почвы, деревьев, древесины и древесных материалов. Эти режимы реализуются с помощью технологического оборудования (стационарное, полустационарное или автономное) типа ДВС – режущий орган.

Для деревообрабатывающих лесных машин [5] известны следующие методологические подходы:

а) моделирование физико-механических свойств древесины растущих деревьев и их учет в энергосиловых расчетах, например при спиливании цепными пилами [4];

б) аналитическое и экспериментальное изучение процесса резания для обоснования параметров реальных видов инструментов и режимов резания в различных условиях [3];

в) аналитическое и экспериментальное изучение множества вариантов конструкций механизмов резания [2];

г) решение обратных задач: в соответствии с математическими моделями [4, с. 88 – 97] определение допустимой мощности привода по условиям работоспособности механизмов резания и их деталей.

В последнем случае необходимо знать не только номинальную мощность ДВС, но и ее изменения в зависимости от частоты вращения коленчатого вала.

В качестве примера найдем характеристики ДВС бензиномоторной пилы типа МП-5 «Урал» [7] и дизеля Д-442-22 Алтайского моторного завода.

Скоростная характеристика ДВС бензопилы включает в себя несколько зависимостей. При изменении частоты вращения (n) от 4,55 до 6,55 тыс. об/мин в работе [7, с. 83] приведены следующие математические модели регрессии:

мощность двигателя N_e , л.с.

$$N_e = 0,010729 n^{6,41800} \exp(-0,67947 n^{1,13601}); \quad (1)$$

удельный расход топлива g_e , г/(л.с. · ч)

$$g_e = 673,00 - 0,0029006 n^{28,0405} \exp(-9,84032 n^{0,76660}). \quad (2)$$

Экспериментальные и расчетные значения N_e и g_e (при сохранении размерности показателей, использованной в первоисточнике [7]), приведены в табл. 1 и 2.

Остаток ε (абсолютную погрешность) вычисляют по формуле $\varepsilon = N_e^\Phi - N_e$ для мощности двигателя (аналогично и по g_e). Относительную погрешность Δ определяют по формуле $\Delta = 100\varepsilon / N_e^\Phi$ для мощности двигателя и аналогично для g_e .

Разность $100 - \Delta$ описывает доверительную вероятность применения той или иной регрессионной модели.

Из данных табл. 1 и 2 видно, что относительная максимальная погрешность Δ_{\max} не превышает 2,5 % величин N_e и g_e . Таким образом, уравнения (1) и (2) можно использовать в различных расчетных методиках с доверительной вероятностью более 97,5 %.

Для расчета крутящего момента $M_k = 9550 N_e / n$ и часового расхода топлива $G_T = 10^{-3} N_e g_e$ применяют регрессионные модели (1) и (2).

Таблица 1

n , тыс. об/мин	N_e^Φ	N_e	ε	Δ ,
	л.с.			%
4,60	4,10	4,11	-0,01	-0,19
5,00	4,80	4,79	0,01	0,28
5,40	5,33	5,33	-0,00	-0,01
5,60	-	-	-	-
5,80	5,70	5,71	-0,01	-0,13
6,20	5,90	5,91	-0,01	-0,09
6,40	5,95	5,94	0,01	0,21
6,55	5,93	5,93	-0,00	-0,07

Примечание. Значения N_e получены по графикам из книги [7, с. 83].

Таблица 2

n , тыс. об/мин	g_e^Φ	g_e	ε	Δ ,
	г/(л.с.·ч)			%
4,55	500	491	9,18	1,84
4,80	450	454	-4,02	-0,89
5,00	420	430	-10,15	-2,38
5,40	405	403	1,53	0,38
5,80	415	407	7,57	1,82
6,20	437	437	0,42	0,10
6,55	470	474	-4,27	-0,91

По экспериментальным данным Алтайского моторного завода, скоростная характеристика дизеля Д-442-22 при начальном удельном расходе топлива $g_{e0} = 163,7$ г/(л.с.·ч) и $n = 1,2 \dots 1,8$ тыс. об/мин имеет вид

$$N_e = 241,475 n^{18,66976} \exp(-4,42569 n^{2,29411}) + 88,4496 n^{1,5256} \times \exp(-0,082131 n^{3,40528}). \quad (3)$$

Фактические и расчетные значения N_e в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя Д-442-22 приведены в табл. 3.

Эти данные показывают, что уравнение (3) достаточно хорошо определяет зависимость $N_e(n)$.

Формула (3) содержит две одинаковые по структуре составляющие. Вторая из них характеризует приспособляемость двигателя к внешним нагрузкам. Коэффициент приспособляемости находят как отношение N_e ко второй части формулы (3).

Формулы (1) и (3) просты в сравнении с общеизвестной формулой Лейдермана

$$N_e = N_{ен} (A\bar{n} + B\bar{n}^2 - C\bar{n}^3), \quad \bar{n} = n/n_e, \quad (4)$$

которая включает ряд дополнительных факторов: $N_{ен}$ – номинальную мощность; n_e – номинальные обороты ДВС; A, B, C – эмпирические коэффициенты для данного типа двигателя.

Таблица 3

n, тыс. об/мин	N_e^Φ	N_e	ε	Δ , %
	л.с.			
1,200	109,0	109,0	0,01	0,01
1,300	118,0	118,0	-0,01	-0,01
1,400	123,0	123,1	-0,09	-0,08
1,500	125,0	124,7	0,29	0,23
1,600	124,0	124,1	-0,10	-0,08
1,700	121,0	122,1	-1,06	-0,88
1,725	121,0	121,3	-0,34	-0,28
1,751	121,0	120,5	0,50	0,41
1,763	121,0	120,1	0,90	0,75
1,777	121,0	119,6	1,44	1,19
1,800	117,0	118,6	-1,63	-1,40

При расчетах по формуле (1) необходимо определить только эмпирические коэффициенты, не нужно находить значения номинальной частоты и мощности.

Нагрузочной характеристикой называют зависимость расхода топлива (и других показателей) от мощности ДВС при заданной частоте вращения коленчатого вала. По данным работы [7, с. 84] при $n = 5800$ об/мин в табл. 3 приведены значения удельного и часового расхода топлива при изменении N_e от 0,75 до 5,75 л. с.

По этим данным получены уравнения для определения удельного (g_e , г/(л. с. · ч)) и часового (G_T , кг/ч) расхода топлива:

$$g_e = 737,907 - 171,102 N_e^{2,01399} \exp(-0,36716 N_e^{1,21781}); \quad (5)$$

$$G_T = 0,6814 + 0,34592 N_e^{4,8202} \exp(-2,68172 N_e^{0,53812}). \quad (6)$$

Из данных табл. 4 видно, что модель (5) адекватна экспериментальным данным с доверительной вероятностью около 90 %, а модель (6) – более 95 %.

Регрессионные модели характеристик ДВС без учета коэффициента их приспособляемости примерно одинаковы по конструкции и имеют вид

$$y = a_1 \pm a_2 x^{a_3} \exp(-a_4 x^{a_5}), \quad (7)$$

Таблица 4

N_e , л.с.	Удельный расход				Часовой расход			
	g_e^Φ	g_e	ε	Δ , %	G_T^Φ	G_T	ε	Δ , %
	г/(л.с.·ч)				кг/ч			
0,75	720	664	56,1	7,8	0,71	0,69	0,020	2,8
1,50	500	526	-25,8	-5,2	0,75	0,77	-0,018	-2,4
2,00	400	444	-43,7	-10,9	0,87	0,88	-0,010	-1,2
3,00	370	352	18,0	4,9	1,25	1,23	0,025	2,0
4,00	380	355	25,0	6,6	1,64	1,65	-0,008	-0,5
5,00	420	415	4,9	1,2	2,05	2,06	-0,009	-0,42
5,75	450	474	-24,8	-5,4	2,33	2,32	0,006	0,3

где y – показатель характеристики двигателя;
 x – его переменный параметр;
 a_1, \dots, a_5 – регрессионные коэффициенты.

Если $y = N_e \vee M_k$, то $a_1 = 0$. В общей модели (7) вторая составляющая соответствует биотехническому закону [6], в соответствии с которым применительно к ДВС описывают процесс горения топлива в виде двух противодействующих явлений (табл. 5). В совокупности выражение $a_2 x^{a_3} \exp(-a_4 x^{a_5})$ в общей модели (7) отображает процесс горения топлива от вялого до чрезмерно интенсивного с переходом через оптимальное (для данной конструкции ДВС) состояние. Однако для различных показателей это оптимальное горение неодинаковое.

По табл. 1 значение $N_{e\max}$ достигается при $n_N^* = 6,40$ тыс. об/мин. Значение $M_{k\max}$ максимально при $n_M^* = 5,60$ тыс. об/мин. По табл. 2 минимальный удельный расход топлива g_{\min} достигается при $n_g^* = 5,40$ тыс. об/мин, а по табл. 4 при $n = 5800$ об/мин значение g_{\min} соответствует значению $N_{eg}^* = 3,0$ л.с.

При оптимизации прочности технической системы ДВС – режущий орган наиболее важной характеристикой становится крутящий момент M_k . Зависимость $M_k = f(n)$ становится основной, а остальные приведенные в табл. 5 модели – вспомогательными. Если известна внешняя нагрузка M_k^H , то методом подбора вычисляют значение n^H . Поэтому предложенные зависимости характеристик двигателей позволяют создавать различные типы имитационных моделей.

Отсюда следует, что разработка комплексов статистических моделей двигателей различных типов, применяемых на лесных машинах и технологическом оборудовании, позволяет в процессе проектирования оптимизировать не только прочностные расчеты, но и определять рациональные режимы эксплуатации с учетом показателей надежности. Например, если для ДВС известно общее число допустимых циклов вращения до ремонта, то возможна максимизация времени работы системы ДВС – режущий инструмент за счет адаптации параметров к оптимальному режиму обработки. Если известны удельные затраты, то с учетом параметров n , M_k , g_e , G_T и других возможны оптимизационные расчеты по экономическим критериям.

Таблица 5

Номер модели	Вид модели	Аллометрический рост		Экспоненциальное снижение	
		Активность	Интенсивность	Активность	Интенсивность
1	$N_e = f(n)$	0,010729	6,41800	0,67947	1,13601
2	$g_e = f(n)$	-0,0029006	28,04050	9,84032	0,76660
5	$g_e = f(N_e)$	-171,102	2,01399	0,36716	1,21781
6	$G_T = f(N_e)$	0,34592	4,82020	2,68172	0,53812

Принципиально возможны и другие подходы к проектированию технической системы ДВС – режущий инструмент с учетом возможностей работников, условий эксплуатации и ремонта, требований качества обработки и др. В ближайшей перспективе особый интерес будут представлять также обратные задачи, когда по лесотехническим требованиям и лесоводственно определенным режимам обработки проектируются новые двигатели для перспективных лесных машин и оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Александров В.А. Моделирование технологических процессов лесных машин: Учеб. для вузов. - М.: Экология, 1995. - 256 с. [2]. Герман С.А. Обоснование профиля и геометрических параметров универсальных резцов пильных цепей: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - Химки: ЦНИИМЭ, 1990. - 22 с. [3]. Любченко В.И. Резание древесины и древесных материалов: Учеб. пособие. - М.: Лесн. пром-сть, 1986. - 296 с. [4]. Люманов Р. Машинная валка леса. - М.: Лесн. пром-сть, 1990. - 280 с. [5]. Мазуркин П.М. Функциональная классификация лесных машин // Лесн. журн. - 1994. - № 1. - С. 47 - 50. - (Изв. высш. учеб. заведений). [6]. Мазуркин П.М. Биотехническое проектирование (справочно-методическое пособие). - Йошкар-Ола: МарПИ, 1994. - 348 с. [7]. Моторные инструменты для лесозаготовок (теория, конструкция, эксплуатация)/ А.П. Полищук, Д.К. Шмаков, В.С. Кретов и др. - М.: Лесн. пром-сть, 1970. - 232 с.

Поступила 5 декабря 1995 г.