

## ИССЛЕДОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ И БЕССТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

*Предложена методика рационального выбора режимных параметров силовой установки автомобиля, оснащенной двигателем внутреннего сгорания (ДВС) и бесступенчатой трансмиссией. Результаты получены на примере автомобилей категорий  $N_1$  и  $N_3$ , оснащенных различными типами двигателей и бесступенчатых трансмиссий.*

**Ключевые слова:** автомобиль категории  $N_3$ , бесступенчатая трансмиссия, оптимизация, коэффициент полезного действия, передаточное число.

### Постановка проблемы

Известно, что процесс движения автотранспортного средства определяется мощностным балансом – равенством в каждый момент времени эффективной мощности двигателя сумме мощностей, затраченных на преодоление сил сопротивления движению, с учетом КПД трансмиссии и ходовой части [1].

Эффективная мощность, развиваемая ДВС, характеризуется нагрузкой и частотой вращения [2]. При различном сочетании угловой скорости коленчатого вала и коэффициента нагрузки, представляющего отношение эффективной мощности двигателя к максимально возможной при данной скорости вращения коленчатого вала, эффективный КПД ДВС и запас его мощности существенно различаются.

Бесступенчатая трансмиссия (вариатор) обеспечивает возможность плавного изменения передаточного числа (ПЧ).

При этом плотность ряда ПЧ в возможном диапазоне равна бесконечности.

Для коробки передач (КП) первого типа частота вращения коленчатого вала ДВС  $n$  всегда пропорциональна скорости движения автомобиля  $V$ , что обусловлено наличием нескольких фиксированных передаточных отношений, число которых равно количеству передач.

Для трансмиссий, оснащенных вариатором, становится возможным в определенных пределах варьировать нагрузкой и частотой вращения двигателя при постоянной мощности на движителях.

Таким образом, характерная для бесступенчатой трансмиссии степень свободы в выборе значений параметров регулирования ДВС при постоянной эффективной мощности обуславливает возможность создания алгоритмов управления двигателем и вариатором при обеспечении

максимальных значений эффективного КПД силовой установки. Это позволяет улучшить тягово-скоростные и топливно-экономические эксплуатационные свойства автомобиля, а также его экологические качества.

### Анализ последних исследований и публикаций

В настоящее время, в период развития и широкого распространения автомобилей с различными типами и компоновками силовых установок, ведутся всесторонние исследования по созданию алгоритмов их рационального регулирования и соответствующего выбора конструктивных параметров, например [3,4,5].

### Цель (задачи) исследования

Основная цель настоящего исследования – на основе технических характеристик и экспериментальных данных для двигателя внутреннего сгорания и трансмиссионного вариатора разработать такой закон регулирования силовой установки, который обеспечит максимальное улучшение топливно-экономических показателей автотранспортного средства.

Для достижения поставленных целей решались следующие задачи: выбрать критерий оптимизации работы силовой установки и определить оптимизируемые параметры; создать математическую модель совместных характеристик ДВС и трансмиссии для режима частичных нагрузок; реализовать математическую модель в программной среде для оперативного и наглядного представления результатов; выбрать и рассмотреть для исследования в качестве примера характеристики конкретного ДВС и трансформатора и получить оптимальные функции параметров регулирования силовой установки.

**Основной материал исследования**

В качестве критерия оптимизации выбран путевой расход топлива транспортного средства, который, при прочих равных, обусловлен эффективным КПД силовой установки. Параметрами и функциями оптимизации являются: коэффициент использования мощности ДВС  $k$ , частота вращения двигателя, передаточное число трансмиссии.

В исследовании рассмотрена относительно распространенная компоновка трансмиссии автотранспортного средства, показанная на рис. 1. Принятая в качестве примера силовая установка состоит из ДВС СМД 31.15 и гидрообъемной бесступенчатой передачи типоразмера S21 фирмы Sauer, включающей аксиальный насос и аксиальный мотор (именуемой в дальнейшем «трансформатор»).

Оценка эффективности работы ДВС на различных эксплуатационных режимах выполняется на основе универсальной статической характеристики эффективных показателей (рис. 2). Диаграмма эффективной мощности и эффективного КПД в координатах частоты вращения и коэффициента нагрузки построена на основании экспериментальных данных [6] путем полиномиальной интерполяции.

Таким образом, если установлена связь между эффективными показателями нагрузочно-скоростной характеристики, которые определяют режим работы двигателя ( $N_e=f(k,n)$ ,  $\eta_e=f(k,n)$ ), то возможно проанализировать эффективность его работы в различных эксплуатационных условиях. Экономическая характеристика ДВС обуславливает такой режим его работы, при котором для каждого значения диапазона эффек-

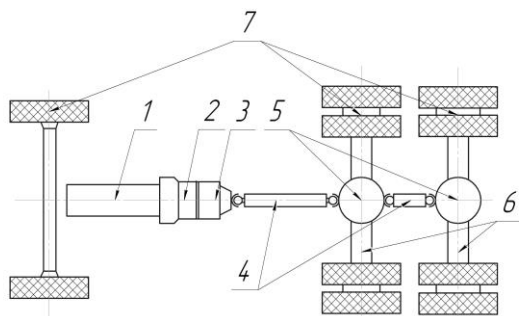
тивной мощности обеспечивается максимальный эффективный КПД,  $\eta_e$  (рис. 2) [7]. Характеристика определена зависимостями частоты вращения коленчатого вала  $n$  и коэффициента использования мощности  $k$  от развиваемой эффективной мощности  $N_e$ .

В том случае, если КПД трансмиссионного трансформатора не зависит от изменения параметров энергосилового потока на входном валу (ускорения, частоты вращения и крутящего момента), а также от текущего передаточного числа и скорости его изменения (что в большей мере характерно для ступенчатых механических КП), то управление силовой установкой необходимо осуществлять в соответствии с экономической характеристикой двигателя (рис. 2). Это объясняется тем, что варьирование параметрами регулирования ДВС при обеспечении постоянства развиваемой мощности (с целью выхода на режим максимального эффективного КПД) не будет вызывать изменения текущего КПД трансформатора.

КПД трансформатора энергосилового потока является функцией от ряда параметров:

$$\eta_T = f(n, U, M, \varepsilon, \gamma_U, \gamma_M), \quad (1)$$

где  $U$  – общее передаточное число трансформатора;  $M$  – крутящий момент на входном валу (при жесткой связи с коленчатый валом ДВС равен создаваемому эффективному крутящему моменту);  $\varepsilon$  – угловое ускорение входного вала;  $\gamma_U$  – скорость изменения передаточного числа в трансформаторе;  $\gamma_M$  – скорость изменения крутящего момента на входном валу.



1,2,3 – силовая установка (двигатель и бесступенчатая гидрообъемная передача в составе насоса 2 и мотора 3);  
4 – карданная передача;  
5 – главная передача;  
6 – ведущие мосты транспортного средства;  
7 – движители.

Рис. 1. Компоновка трансмиссии рассматриваемого автотранспортного средства

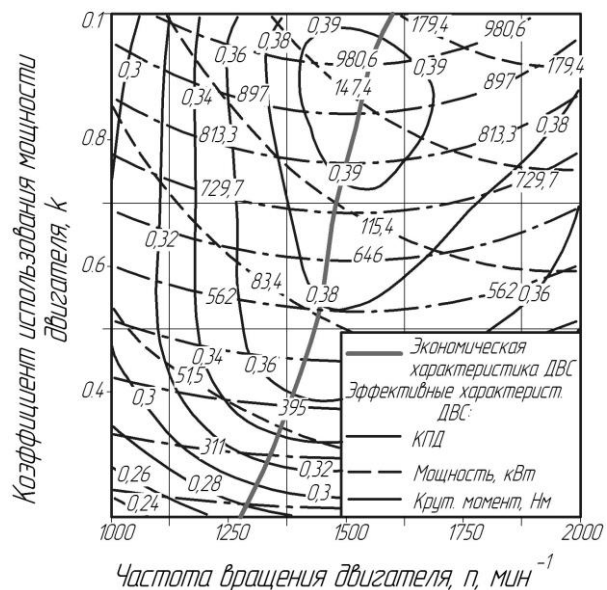


Рис. 2. Универсальная и экономическая характеристики ДВС СМД 31.15

Таким образом, параметры  $\varepsilon$ ,  $\gamma_U$  и  $\gamma_M$  являются первыми производными по времени от параметров  $n$ ,  $U$  и  $M$ .

Для механической ступенчатой коробки передач, как правило, КПД для эксплуатационного диапазона режимов принимается постоянным ( $\eta_T = \text{const}$ ), т.е. не зависящим от изменения параметров регулирования агрегата. Это позволяет заметно упростить расчеты. Для бесступенчатых трансмиссий (вариаторов) функция КПД в большей мере дифференцирована от значений параметров регулирования. При этом преобладающее влияние оказывают три независимых параметра регулирования: передаточное число, крутящий момент входного вала и его частота вращения. Это справедливо для вариаторов различных типов и конструкций – CVT [8], гидрообъемного [9] и т.д.

Рассматриваемый в настоящей статье гидравлический вариатор состоит из двух регулируемых гидравлических машин аксиального типа – насоса и мотора. КПД гидромашин и гидрообъемных передач на различных режимах принято выражать с помощью универсальных характеристик, полученных экспериментально. Универсальная характеристика гидромашин представляет собой график, построенный в координатах крутящего момента и частоты вращения вала. На графике нанесены кривые равных значений полного КПД [9]. На рис. 3 приведена универсальная характеристика насоса (рис. 4) рассматриваемой гидропередачи для угла наклона диска  $6^\circ$  (рис. 4).

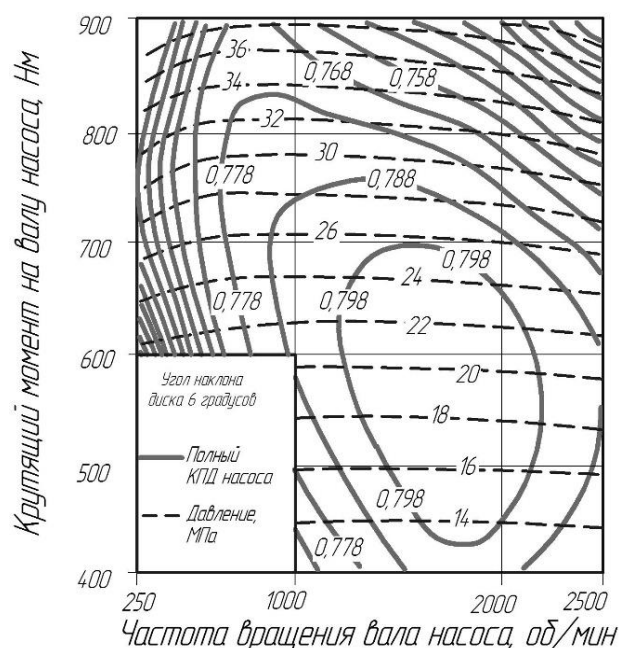


Рис. 3. Универсальная характеристика аксиального гидронасоса типоразмера S21 при наклоне диска  $6^\circ$

Универсальные характеристики насоса и гидромотора не отражают влияния на КПД некоторых параметров (углов наклона дисков). Таким образом, эта характеристика не выражает КПД как функцию 3-х независимых переменных (о необходимости чего было отмечено выше).

Графическое отображение КПД как функции возможно благодаря всережимной характеристике, представленной рядом универсальных характеристик.

Особенностью гидрообъемной бесступенчатой трансмиссии является наличие внутренней степени свободы, т.к. одинаковое передаточное отношение может обеспечиваться различными сочетаниями углов наклона диска насоса  $\phi_1$  и мотора  $\phi_2$ .

Для компенсации данной неопределенности должна решаться задача оптимизации, параметрами для которой являются рассматриваемые углы, а критерием – максимальный полный КПД трансформатора при фиксированных значениях исходных 3-х независимых переменных, которые его определяют: передаточного числа, крутящего момента входного вала и его частоты вращения.

Для нахождения частных решений поставленной задачи применяется диаграмма, приведенная на рис. 5, которая построена для следующих значений независимых переменных: передаточное число  $U=1$ , крутящий момент входного вала  $M=600$  Нм, частота вращения входного вала  $n=800$  мин $^{-1}$ .

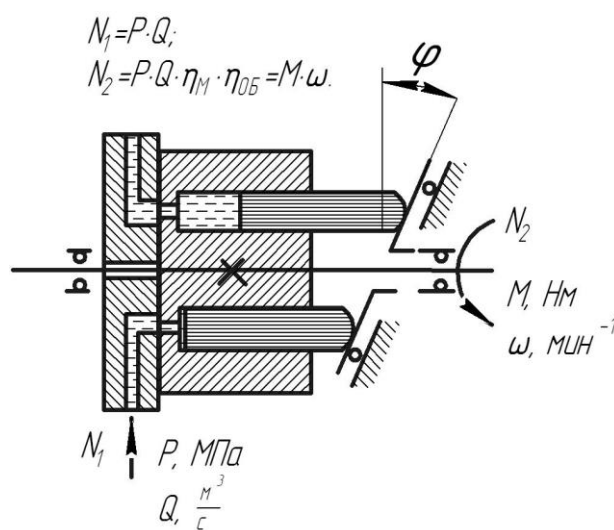


Рис. 4. Схема аксиального гидронасоса с наклонным диском

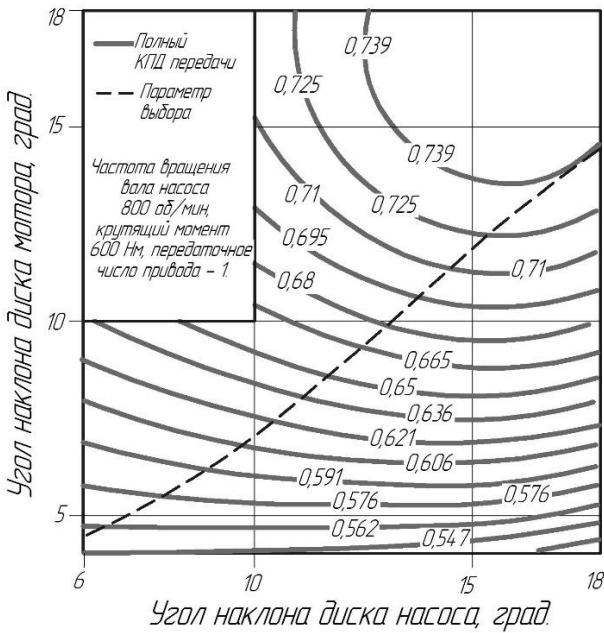


Рис. 5. Зависимость полного КПД трансформатора от углов наклона дисков насоса и мотора при фиксированных значениях переменных, его определяющих

Пунктирной кривой на диаграмме обозначен параметр выбора (определяемый уравнением (2) на основании равенства расходов насоса и мотора с учетом соответствующих объемных КПД), вдоль которого выполняется поиск такого сочетания углов наклона диска насоса и мотора, при котором КПД трансформатора на текущем режиме максимален.

$$-U + \frac{tg(\varphi_2)}{\eta_{OH}(n_1, P(\varphi_1), \varphi_1) \cdot \eta_{OM}(n_2, P(\varphi_1), \varphi_2) \cdot tg(\varphi_1)} = 0, \quad (2)$$

где  $\eta_{OH}$ ,  $\eta_{OM}$  – соответственно функции объемного КПД насоса и мотора.

На диаграмме (см. рис. 5) максимальное значение КПД обеспечивается при  $\varphi_1=18^\circ$ ,  $\varphi_2=14,9^\circ$ . При решении множества аналогичных частных задач определяются функции углов  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ , обеспечивающие максимальный КПД трансформатора:  $\varphi_1=f(n, M, U)$  и  $\varphi_2=f(n, M, U)$ .

На рис. 6 приведена зависимость данных функций от передаточного числа, т.к. влияние частоты вращения и крутящего момента входного вала заметно (в пределах 5 %) не вызывает изменения закона расположения поверхности полного КПД передачи (см. рис. 3). Таким образом, если компенсирована дополнительная внутренняя степень свободы, то полный КПД трансформатора определяется функцией:

$$\eta_T = \eta_{OH} \cdot \eta_{MH} \cdot \eta_{OM} \cdot \eta_{MM} = f(n_1, M_1, U), \quad (3)$$

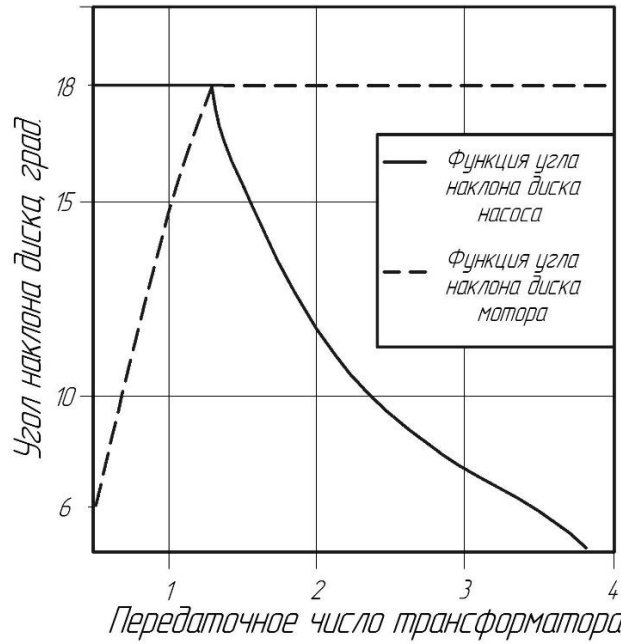


Рис. 6. Зависимость углов наклона диска насоса и мотора от передаточного числа трансформатора при максимальном КПД

где  $\eta_{MH}$  и  $\eta_{MM}$ ,  $\eta_{OM}$  – соответственно механический КПД насоса и гидромотора.

На рис. 7 и 8 приведена всережимная характеристика КПД трансформатора в виде диаграмм сечения параметром передаточного числа – значениями  $U=2$  и  $U=3$  соответственно. Таким образом, если КПД вариатора задан аналитически, то возможно рассмотреть совместные характеристики ДВС и трансформатора на различных режимах движения автомобиля, определяемые скоростью движения и мощностью на движителях.

На рис. 9 приведена диаграмма полного КПД силовой установки при скорости транспортного средства 7 м/с в координатах передаточного числа и мощности на движителях.

В качестве примера выбраны параметры автомобиля «КрАЗ 6510». На диаграмме также приведена кривая, обеспечивающая наиболее экономичный режим движения автомобиля.

Выполнены аналогичные вычисления с требуемым шагом для эксплуатационного диапазона скоростей и построена диаграмма регулирования силовой установки при обеспечении максимальной топливной экономичности транспортного средства с вариатором на различных эксплуатационных режимах (рис. 10).

Данная диаграмма содержит такие функции параметров оптимальности, которые удовлетворяют выбранному критерию.

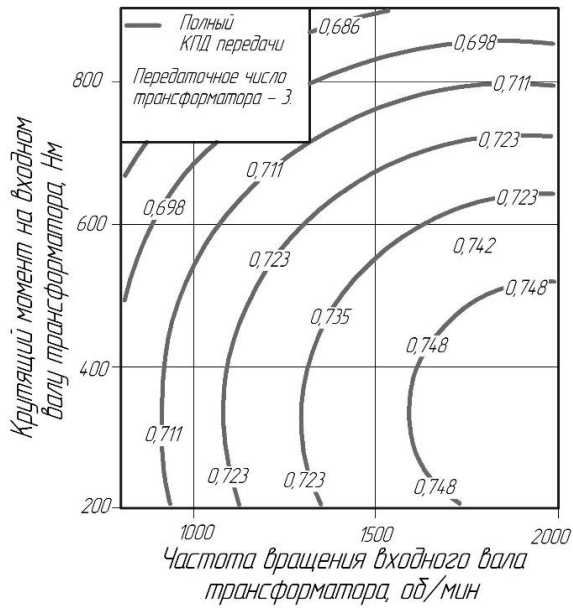


Рис. 7. Диаграмма полного КПД трансформатора для постоянного передаточного числа  $U=3$

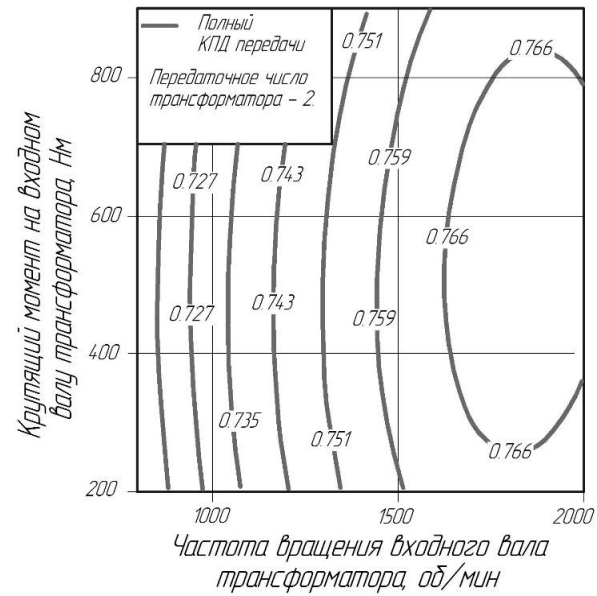


Рис. 8. Диаграмма полного КПД трансформатора для постоянного передаточного числа  $U=2$

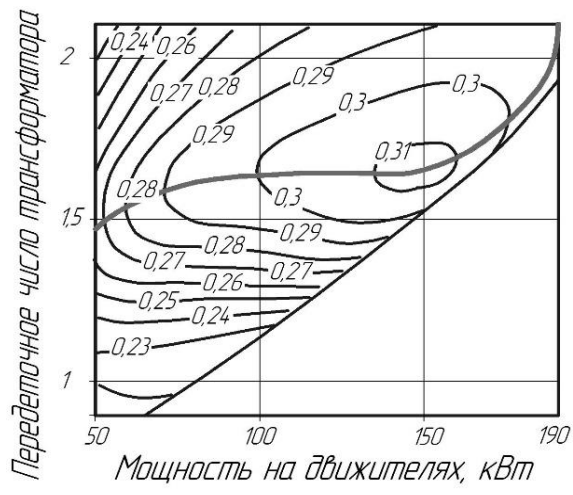


Рис. 9. Диаграмма полного КПД силовой установки при скорости автомобиля 7 м/с

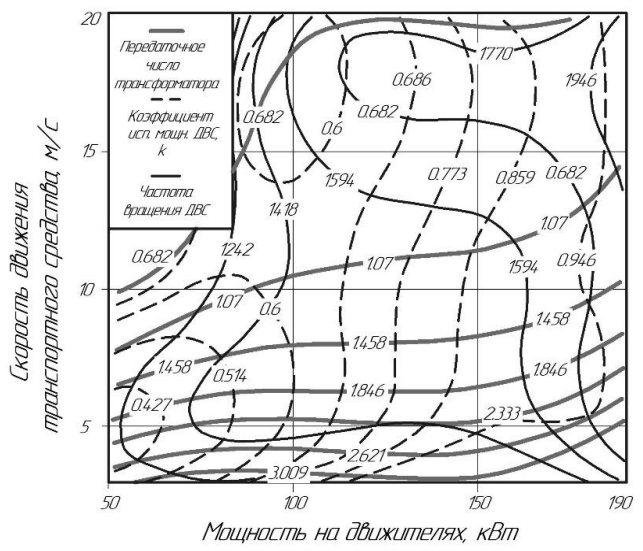


Рис. 10. Диаграмма совместного регулирования ДВС и вариатора

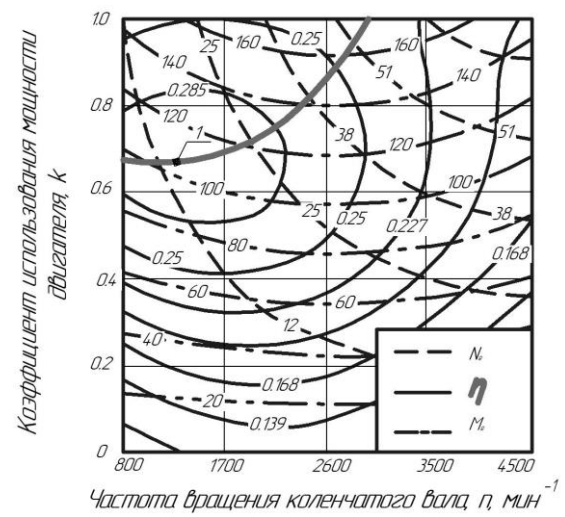


Рис. 11. Универсальная и экономическая характеристики ДВС 3М3-402.10

Также в настоящей работе приведены результаты аналогичного исследования, направленного на рациональный выбор параметров регулирования силовой установки автомобиля категории N<sub>1</sub>, оснащенного бензиновым ДВС и механическим клиноременным вариатором типа CVT (continuously variable transmission). В качестве примера для выполнения расчетов выбраны параметры грузового автомобиля «ГАЗ 3302», оснащенного двигателем ЗМЗ-402.10 (универсальная статическая характеристика эффективных показателей приведена на рис. 11 [4]). Эскиз поперечного разреза вариатора показан на рис. 12.

Потери энергии в клиноременном вариаторе, согласно [10], определяются трением ремня о конусы  $\xi_{pc}$ , его скольжением  $\xi_{ck}$ , внутренними потерями; гидравлическими потерями при вращении деталей  $\xi_u$ ; трением в подшипниках; работой насоса и т.д.:

$$\eta_T = (1 - \xi_{ck}(M, U)) \cdot (1 - \xi_{pc}(M, U)) \times (1 - \xi_{ck}(n, M, U)) \cdot (1 - \xi_u(M, U)) \cdot (1 - \xi_{cp}(M, U)) \quad (4)$$

В ходе расчетных исследований подтверждено, что преобладающее влияние на КПД вариатора

CVT оказывают крутящий момент на входном валу  $M$  и передаточное число  $U$ . Изменение других аргументов функции (4) влияет на КПД вариатора незначительно.

На основании выполненных расчетов для упрощенного расчета КПД вариатора CVT предлагается универсальная эмпирическая функция, приведенная в относительном виде (5). Соответствующая графическая зависимость показана на рис. 13.

$$\eta_T = 0,896 \cdot (1 - \exp^{-5,36U}) + (0,0176 - 0,143 \cdot U) \times \frac{M}{M_{\max}} - \frac{0,0036 \cdot U \cdot M_{\max}^2}{M^2} \quad (5)$$

где  $M_{\max}$  – максимальное значение крутящего момента на входном валу вариатора, Нм.

По аналогии с диаграммой, приведенной на рис. 10, для рассматриваемого автомобиля с вариатором CVT были рассчитаны значения функций параметров регулирования силовой установки в процессе движения автомобиля на различных режимах по критерию обеспечения максимального совместного КПД силовой установки – рис. 14.

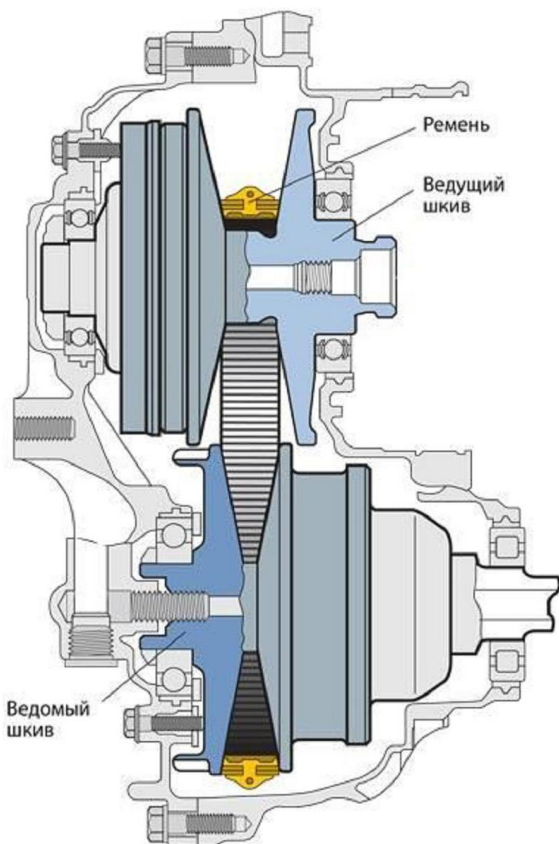


Рис. 12. Эскиз продольного разреза вариатора типа CVT

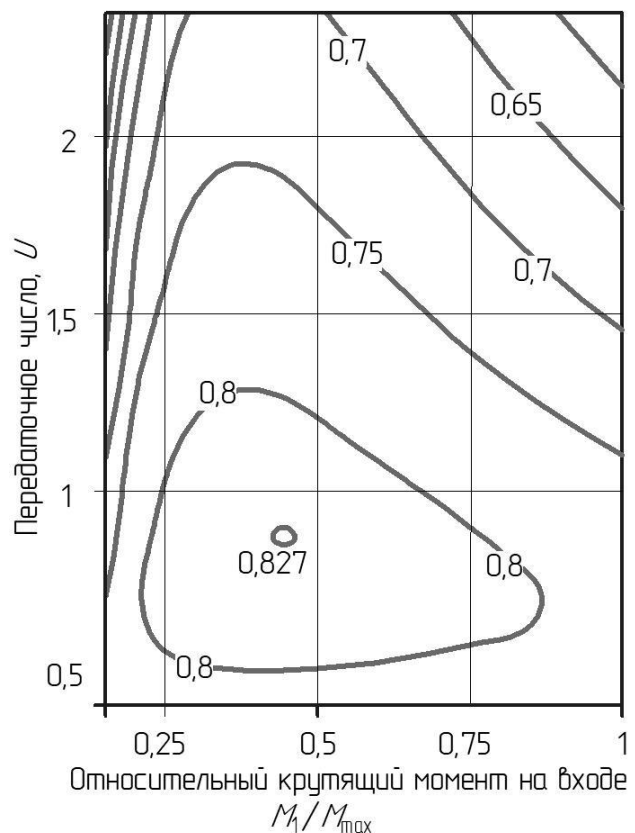


Рис. 13. Диаграмма КПД вариатора типа CVT в координатах параметров регулирования

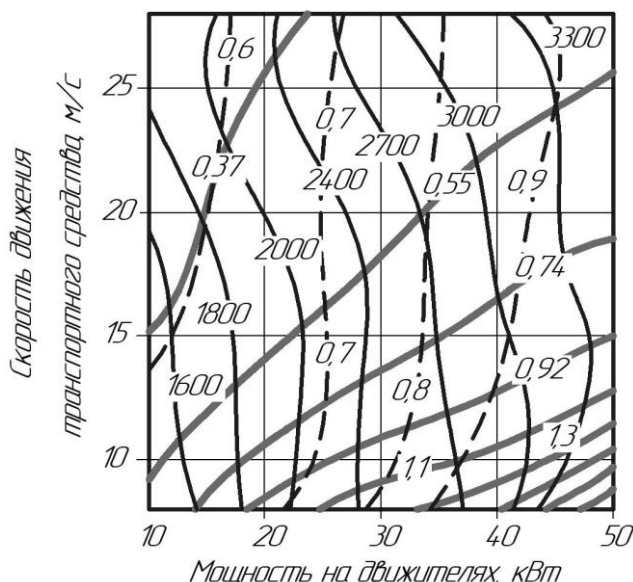


Рис. 14. Диаграмма совместного регулирования ДВС и вариатора

Результаты численного моделирования процесса движения, принятого в качестве примера автомобиля в условиях фрагмента ECE-15 Нового европейского ездового цикла (NEDC)

показаны на рис. 15. При этом управление силовой установкой, которая содержит ДВС и вариатор, осуществлялось в соответствии с рис. 14.

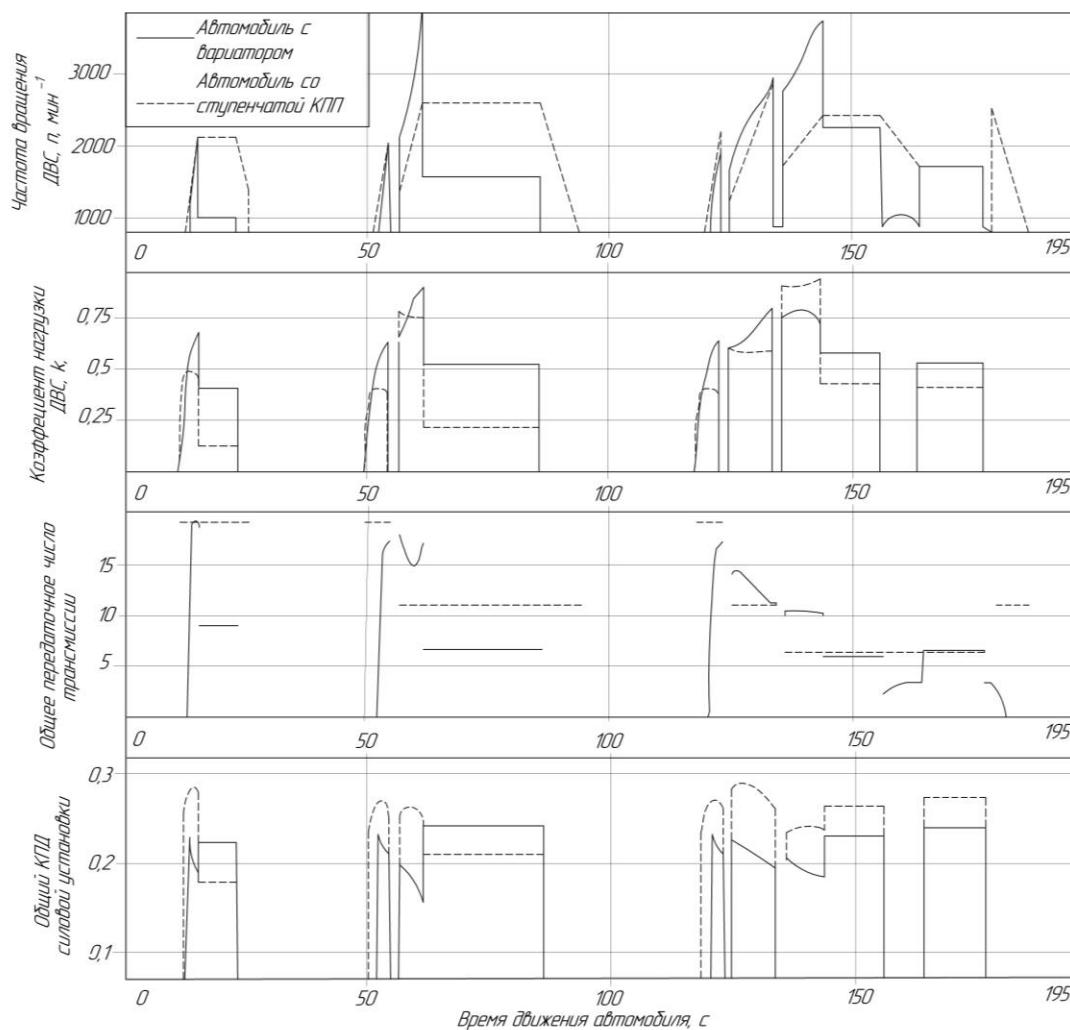


Рис. 15. Результаты численного моделирования процесса движения автомобиля «ГАЗ 3302», оснащенного различными типами трансмиссий в условиях фрагмента ECE-15

Для варианта трансмиссии с вариатором CVT передаточное число главной передачи принималось 8,9 (вместо 5,125 для серийной ступенчатой трансмиссии). Это необходимо с целью обеспечения общего низшего и общего высшего передаточных чисел трансмиссии.

Расход топлива за ездовой цикл для серийного автомобиля составил 196 г, а для автомобиля с вариатором 197 г. Несмотря на наличие дополнительной степени свободы в сочетании параметров регулирования силовой установки, вариаторы типа CVT обладают относительно невысокой энергетической эффективностью. В качестве дополнительных мероприятий по снижению расхода топлива возможно рассматривать рациональный выбор передаточного числа согласующего редуктора (установленного между ДВС и вариатором), а также передаточных чисел дополнительных ступенчатых преобразователей.

### Выводы

Результаты исследования наглядным образом демонстрируют зависимость полного КПД силовой установки от ее параметров регулирования. Рассмотренный в работе и предложенный для расчетов метод позволяет выполнить поиск оптимальных законов регулирования силовых установок, содержащих как гидрообъемные, так и механические вариаторы скорости. Решение данной задачи, в частности, обеспечивает минимальное потребление топлива при движении транспортного средства, оснащенного вариатором, в условиях принятого стандартизированного ездового цикла.

### Список литературы

1. Волков, В.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля: учебн. пособие. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 292 с.
2. Ховах, М.С. Автомобильные двигатели:

учеб. – 2-е изд., пер. и доп. / М.С. Ховах, Г.С. Маслов. – М.: Машиностроение, 1971. – 456 с.

3. Newman, K. Modeling the effects of transmission gear count, ratio progression, and final drive ratio on fuel economy and performance using ALPHA / K. Newman, P. Dekraker // SAE Technical Paper. – 2016; 01(1143), DOI: 10.4271/2016-01-1143.
4. Горожанкин, С.А. Исследование относительной топливной экономичности автомобиля с бесступенчатой трансмиссией / С.А. Горожанкин, Н.В. Савенков // Вісник СевНТУ: збірник наукових праць. – 2011. – №122. – С. 144-148.
5. Haldeman, J.D. Automotive Engines: Theory and Servicing. – 5th ed. – London: Pearson, 2018. – 656 p.
6. Парсаданов, И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: монография. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.
7. Двигатели внутреннего сгорания (тепловые дизели и газотурбинные установки) / А.Э. Симсон и др. – М.: Транспорт, 1980. – 384 с.
8. Kazemi, R. Nonlinear Optimal Control of Continuously Variable Transmission Powertrain [Электронный ресурс] / R. Kazemi, M. Raf'at, A. Reza-Noruzi // ISRN Automotive Engineering. – 2014. – Vol.2014. – 11 p. – Режим доступа: <https://www.hindawi.com/journals/isrn/2014/479590/>
9. Петров, В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.
10. Пронин, Б.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). – изд. 3-е, пер. и доп. / Б.А. Пронин, Г.А. Ревков. – М.: Машиностроение, 1980. – 320 с.

**N.V. Savenkov /Cand. Sci. (Eng.)/, V.V. Butenko**

*Donbass National Academy of Civil Engineering and Architecture (Makeevka)*

## RESEARCH AND OPTIMIZATION OF OPERATING MODES OF THE ENGINE WITH CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION OF THE VEHICLE

**Background.** *The paper considers the influence of the mode of operation of the stepless transmission (variator) of the wheeled vehicle on the overall efficiency of the power plant. The study has theoretical value – it allows evaluating the energy efficiency of the stepless transmission in conjunction with the internal combustion engine on various load-speed modes, and practical significance – the results based on experimental studies obtained on the example of automotive equipment operated in the national economy.*

**Materials and/or methods.** *On the basis of the developed mathematical models, a technique is proposed for the selection of the most favorable by the criterion of minimizing the adequate specific fuel*



consumption of the internal combustion engine (at a given speed and the value of the overcome resistance) structural and operating parameters of the power plant: the frequency of the crankshaft, the corresponding gear ratio of the variator and its parameters, as well as the utilization factor of the engine power.

**Results.** The parametric definition substantiated and mathematical models built of load-speed characteristics of the useful indicators of different types of fuel used in automotive engines and characteristics of relative energy losses in hydraulic and mechanical V-belt stepless transmissions. The method proposed for calculating the joint operation of these units, aimed at selecting the most favourable modes from the standpoint of fuel efficiency.

**Conclusion.** The obtained recommendations will allow creating control algorithms for power units of vehicles equipped with an internal combustion engine and a variator, as well as rational configuring of continuously variable transmissions of future vehicles of various categories following their function and required performance conditions.

**Keywords:** category  $N_3$  vehicle, continuously variable transmission, optimization, efficiency, gear ratio.

**Сведения об авторах**

**Н.В. Савенков**

SPIN-код: 8826-7511  
ORCID iD: 0000-0003-3803-9528  
Телефон: +380 (71) 370-67-51  
Эл. почта: N.V.Savenkov@donnasa.ru

**В.В. Бутенко**

ORCID iD: 0000-0003-2155-8479  
Телефон: +380 (95) 182-37-72  
Эл. почта: ButenkoVV@yandex.com

Статья поступила 02.05.2019 г.

© Н.В. Савенков, В.В. Бутенко, 2019

Рецензент д.т.н., проф. В.П. Кондрахин

Архив номеров  
международных научно-технических  
и производственных журналов

**eLIBRARY.RU**

Вибрация машин:  
измерение, снижение, защита

Металлургические  
процессы и оборудование