

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-108421>

Оригинальное исследование



Повышение эффективности работы системы смазки современного дизельного двигателя внутреннего сгорания

М.Д. Ханнанов^{1,2}, Э.Р. Алимгулов², Л.И. Фардеев², А.С. Куликов², И.Ф. Гумеров²,
Р.Р. Губайдуллин³, Г.Ж. Муканов³, А.А. Дойкин⁴

¹ Набережночелнинский институт Казанского федерального университета, Набережные Челны, Российская Федерация;

² Научно-технический центр «КАМАЗ», Набережные Челны, Российская Федерация;

³ Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Екатеринбург, Российская Федерация;

⁴ «Авванс Инжиниринг», Екатеринбург, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Ведущие производители двигателей для грузовой техники непрерывно конкурируют и пытаются создать двигатели с наилучшими потребительскими характеристиками, которые при этом отвечают современным экологическим нормам. Одной из наиболее важных характеристик для магистральных тягачей является топливная экономичность. В качестве способа улучшения данного параметра было выбрано уменьшение потерь механической энергии на привод масляного насоса.

Цели исследования – определить актуальный уровень механических потерь на приводе масляного насоса двигателя КАМАЗ 6ЧН13/15, сформировать комплекс решений по сокращению указанных потерь.

Методы. Актуальная картина распределения механических потерь для двигателя 6ЧН13/15 была получена методом прокрутки на моторном стенде путем последовательного удаления компонентов двигателя. Сравнительная диаграмма избыточного давления на выходе из неуправляемого и управляемого насосов была получена эмпирически во время испытаний на моторном стенде. Оценка положительного эффекта в результате применения управляемого масляного насоса была определена аналитически.

Результат. В результате применения управляемого масляного насоса удалось снизить величину избыточного давления при номинальных оборотах на выходе из насоса на 25%, что теоретически должно позволить снизить относительные механические потери двигателя на 3%.

Заключение. Практическая ценность исследования заключается в определении эффективных способов снижения потерь механической энергии и улучшении потребительских качеств современных дизельных двигателей.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания; масляный насос; механические потери; шибберный насос.

Для цитирования:

Ханнанов М.Д., Алимгулов Э.Р., Фардеев Л.И., Куликов А.С., Гумеров И.Ф., Губайдуллин Р.Р., Муканов Г.Ж., Дойкин А.А. Повышение эффективности работы системы смазки современного дизельного двигателя внутреннего сгорания // Известия МГТУ «МАМИ». 2022. Т.16, № 4. С. 291–301.

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-108421>

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-108421>

Original study article

Increasing the efficiency of the lubrication system of a modern internal combustion diesel engine

Marat D. Khannanov^{1, 2}, Eduard R. Alimgulov², Lenar I. Fardeev², Andrey S. Kulikov², Irek F. Gumerov², Robert R. Gubaidullin³, Galymzhan Zh. Mukanov³, Alexey A. Doikin⁴

¹ Naberezhnye Chelny Institute of Kazan Federal University, Naberezhnye Chelny, Russian Federation;

² Scientific and Technical Center of KAMAZ, Naberezhnye Chelny, Russian Federation;

³ Ural Federal University, Yekaterinburg, Russian Federation;

⁴ Advance Engineering, Yekaterinburg, Russian Federation

ABSTRACT

BACKGROUND: Leading manufacturers of engines for trucks are constantly competing and trying to create engines with the best consumer characteristics, which at the same time meet modern environmental standards. One of the most important characteristics for long-haul tractors is fuel efficiency. As a way to improve this parameter, it was chosen to reduce the loss of mechanical energy to drive the oil pump.

AIMS: To determine the current level of mechanical losses in the drive of the oil pump of the KAMAZ 6ChN13/15 engine, to form a set of solutions to reduce losses.

METHODS: The current pattern of mechanical losses distribution for the 6ChN13/15 engine was obtained by engine motoring at the engine bench with sequential removal of engine components. A comparative diagram of the overpressure at the outlet of the uncontrolled and controlled pumps was obtained empirically during tests at the engine bench. The evaluation of the positive effect from the use of a controlled oil pump was determined analytically.

RESULTS: As a result, by using a controlled oil pump, it became possible to reduce the excess pressure at the outlet of the pump at nominal rotational speed by 25%, which theoretically should reduce the relative mechanical losses of the engine by 3%.

CONCLUSIONS: The practical value of the study lies in determining effective ways to reduce mechanical energy losses and improve the consumer qualities of modern diesel engines.

Keywords: internal combustion engine; oil pump; mechanical losses; vane pump.

Cite as:

Khannanov MD, Alimgulov ER, Fardeev LI, Kulikov AS, Gumerov IF, Gubaidullin RR, Mukanov GZh, Doikin AA. Increasing the efficiency of the lubrication system of a modern internal combustion diesel engine. *Izvestiya MG TU «MAMI»*. 2022;16(4):291–301. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-108421>

Received: 31.05.2022

Accepted: 02.08.2022

Published: 15.12.2022

ВВЕДЕНИЕ

Ужесточение требований экологической безопасности и стремление к постоянному улучшению потребительских характеристик для повышения конкурентоспособности отечественных двигателей, ставят перед инженерами амбициозную цель – достижение эффективного КПД двигателя внутреннего сгорания (ДВС) свыше 50%. Как известно, эффективный КПД ДВС является производением механического и индикаторного КПД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m, \quad (1)$$

где η_i – индикаторный КПД, η_m – механический КПД.

Согласно работам [1, 2], для увеличения индикаторного КПД необходимо увеличить среднее индикаторное давление в камере сгорания, что требует проведения большого комплекса взаимосвязанных сложных и дорогостоящих мероприятий: оптимизация рабочего процесса ДВС, прочностной анализ и анализ теплонагруженности. С другой стороны, механический КПД является функцией от индикаторной мощности и мощности механических потерь двигателя, где мощность потерь двигателя является суммой от мощностей потерь компонентов двигателя:

$$\eta_m = 1 - \frac{N_i - N_m}{N_i}, \quad (2)$$

$$N_m = N_{k1} + N_{k2} + \dots + N_{kj}, \quad (3)$$

где N_m – мощность механических потерь двигателя, N_i – индикаторная мощность двигателя, N_{k1-j} – мощность компонента двигателя с номером 1- j .

Это открывает для инженеров возможность, усовершенствовав один компонент, увеличить эффективный КПД всего ДВС. Мощность механических потерь компонентов двигателя, без механического нагнетателя,

принято разделять на следующие составляющие [3, 4]: преодоление сил трения (пары трения, подшипники скольжения и качения) и сил упругости (циклическая деформация пружин в газораспределительном механизме), насосные потери (преодоление аэродинамического сопротивления при совершении насосных ходов поршнем), потери мощности на привод вспомогательных агрегатов и навесного оборудования (жидкостной, масляный и топливный насосы, генератор, вентилятор и пр.).

Учитывая большое количество источников механических потерь, необходимо провести исследование распределения относительного значения механических потерь по компонентам двигателя. В работах [3, 5] были сформированы подобные распределения для следующих двигателей: тракторного дизеля 4Ч 10,5/12 и легкового дизеля соответственно. Данные по распределениям двух независимых групп исследователей были получены методом прокрутки (по ГОСТ 18509-85) двигателя и представлены в таблице 1.

Проанализировав данные баланса механических потерь для двух дизельных двигателей можно сделать следующие выводы: результаты двух отдельных исследований показывают высокую сходимость относительных потерь для кривошипно-шатунного механизма (КШМ) и насосных потерь самого двигателя, но так же демонстрируют расхождение результатов для цилиндропоршневой группы (ЦПГ), газораспределительного механизма (ГРМ) и вспомогательных агрегатов, что можно объясняется использованием в работе [5] более современного двигателя со значительно более высоким средним индикаторным давлением, которое повлекло за собой рост мощности потерь в ЦПГ и уменьшение относительных потерь вспомогательных агрегатов. Однако, несмотря на небольшой (по сравнению с ЦПГ с КШМ) вклад в общий баланс, наиболее перспективными являются решения для минимизации механических потерь вспомогательных агрегатов. Внесение изменений в ЦПГ, КШМ, ГРМ, впускной и выпускной тракты требует значительных вложений материальных и временных ресурсов, проведения комплексных

Таблица 1. Распределение механических потерь для дизельных двигателей [3, 5]

Table 1. Distribution of mechanical losses for diesel engines [3, 5]

Дизельный двигатель 4Ч 10,5/12 [3]		Легковой дизель [5]	
Компоненты	Относительное значение механических потерь, %	Компоненты	Относительное значение механических потерь, %
ЦПГ	39	ЦПГ	50
КШМ	24	КШМ	24
Насосные потери	14	Насосные потери	14
ГРМ	11	ГРМ	6
Насосы (масляный+топливный)	9	Вспомогательные агрегаты (масляные, водяные, топливные насосы)	6
Вентилятор+генератор	3		

исследований, которые будут отражаться на базовых элементах двигателя [3]. Тогда как результаты модернизации отдельного элемента из группы вспомогательных агрегатов могут быть использованы, как в новых двигателях, так и в уже существующей линейке двигателей, что значительно увеличивает эффект от внедрения актуальных разработок в серийное производство. Среди вспомогательных агрегатов в качестве объекта исследования и модернизации в настоящей работе был выбран масляный насос ввиду высоких требований, предъявляемых к нему по степени повышения давления масла (порядка 3–4, согласно работе [1]), что теоретически требует высоких затрат механической энергии для совершения работы.

МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЯ

В целях определения актуального баланса механических потерь для двигателя 6ЧН13/15 и верификации данных (см. табл. 1) было проведено экспериментальное исследование по оценке вклада основных групп компонентов двигателя в общие механические потери. Перед началом проведения эксперимента были рассмотрены существующие методики измерения механических потерь [3, 4]:

1. Метод индицирования заключается в снятии индикаторной диаграммы вкпе с определением эффективной мощности при торможении двигателя. Мощность механических потерь при этом определяется по формуле:

$$N_m = N_i - N_e, \quad (4)$$

где N_e – эффективная мощность двигателя;

2. Метод прокрутки заключается во вращении коленчатого вала (КВ) неработающего двигателя и измерении момента сопротивления. Мощность механических потерь в данном методе рассчитывается по формуле:

$$N_m = F \cdot v = \frac{M_c}{t}, \quad (5)$$

где F – обобщенная сила трения движущихся деталей; v – средняя скорость относительного движения деталей; M_c – момент сопротивления на валу двигателя; t – время;

3. Метод снятия характеристики холостого хода, когда механические потери сопоставляются с расходом топлива в режиме холостого хода ДВС;
4. Метод равномерности работы цилиндра производится путем последовательного отключения одного из цилиндров и, поэтому, методически совпадает с методом отключения цилиндров для определения механических потерь, когда определяется условная индикаторная мощность, при вычитании из которой эффективной мощности рассчитываются механические потери;
5. Метод определения углового замедления вращения КВ после отключения подачи топлива;
6. Метод одиночного и/или двойного выбега, в котором на основе значений угловых замедлений по специальной формуле оценивают механический КПД;
7. Метод снятия внешней скоростной и нагрузочной характеристик двигателя с определением часового и удельного эффективного расходов топлива, который

Таблица 2. Матрица выбора метода измерения механических потерь [3,4]

Table 2. Matrix for choosing a method for measuring mechanical losses [3,4]

№	Метод	Трудоемкость	Особенности
1	индицирования	высокая	Теоретически обоснован, но мощность механических потерь сильно зависит от определения верхней мертвой точки. Обладает средней величиной погрешности порядка 18–25%
2	прокрутки	низкая	Не учитывает влияние процессов сгорания или требует компенсации их влияния. Обладает высокой погрешностью до 30%
3	холостого хода	средняя	Зависит от стабильности работы топливной аппаратуры
4	равномерности работы цилиндра или отключения цилиндров	низкая	Не применим для одноцилиндровых ДВС, мало применим для малоцилиндровых ДВС и ДВС с наддувом. Обладает высокой погрешностью
5	выбега	высокая	Требует подготовки по измерению изменения угловой скорости КВ. Обладает самой низкой из рассмотренных методов погрешностью, но не менее 10%
6	внешней скоростной и нагрузочной характеристик	низкая	Механические потери оцениваются косвенно через часовой расход топлива. Обладает высокой погрешностью
7	выделяемого тепла	высокая	Проблематично отделить тепло выделяемое в результате трения от тепла, выделяемого в результате процессов сгорания

является косвенным критерием механических потерь согласно:

$$g_e = \frac{G_t}{N_e}, \quad (6)$$

где: g_e – удельный эффективный расход топлива; G_t – расход топлива;

8. Метод выделяемого тепла. В данном методе предлагается оценивать трение в ЦПГ: либо по дополнительному количеству тепла, переданному охлаждающей жидкости при работе двигателя по нагрузочной характеристике; либо путем измерения и сопоставления температурных полей цилиндра на режиме прокрутки.

В результате анализа достоинств и недостатков рассмотренных методов была построена матрица выбора метода, представленная таблицей 2.

Исходя из достоинств и недостатков каждого метода, а также целей и задач данной работы был выбран метод прокрутки, так как он имеет меньшую трудоемкость и не зависит от качества работы топливной аппаратуры. Кроме того, путем последовательного демонтажа основных групп компонентов и полной стабилизации условий во время прокрутки исследуемого ДВС достигнута возможность оценки вклада каждого из компонентов в величину механических потерь.

БАЛАНС МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ

В качестве объекта исследования для работы был выбран современный дизельный двигатель типа 6ЧН13/15. В рамках проведения экспериментального исследования было получено актуальное распределение механических потерь. Результаты проведенного эксперимента представлены на рис. 1 и рис. 3. На рис. 1 показано изменение среднего эффективного давления механических потерь при демонтаже масляного насоса двигателя в диапазоне частоты вращения КВ от 500 до 1900 об/мин. На рис. 2 построен актуальный баланс усредненных механических потерь для двигателя 6ЧН13/15.

Проанализировав полученные результаты, можно констатировать, что данные, представленные в работах [3, 5], и экспериментальные данные, полученные авторами настоящего исследования, достаточно близки между собой и могут быть использованы для определения способов снижения механических потерь. При этом, указанные подходы имеют ряд отличий. В данных, представленных в работах [3, 5], наибольшими относительными потерями обладали ЦПГ, КШМ и насосные потери ДВС, а в данных, полученных при проведении экспериментов в рамках настоящего исследования, наибольший вклад внесло удаление: ЦПГ, КШМ и масляного насоса. Указанное разночтение можно объяснить следующими факторами:

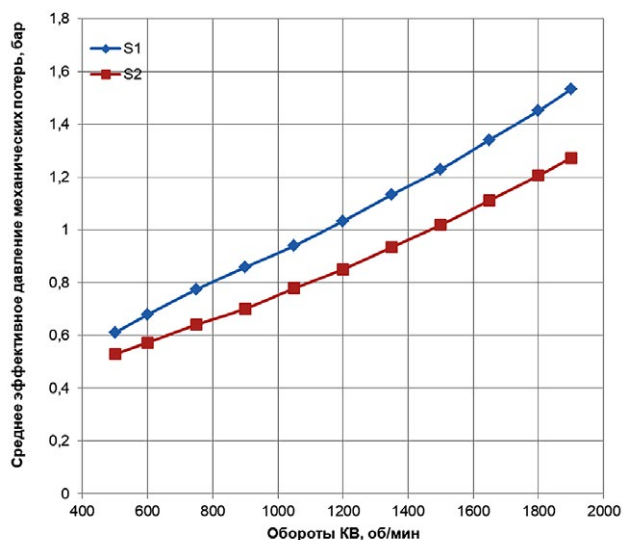


Рис. 1. Изменение среднего эффективного давления механических потерь при последовательном демонтаже компонентов двигателя при температуре масла 60 °С: S1 – комплектный двигатель, S2 – удален масляный насос.

Fig. 1. Change in the average effective pressure of mechanical losses during sequential dismantling of the engine components at the oil temperature of 60 °C, where: S1 – complete engine, S2 – oil pump removed.

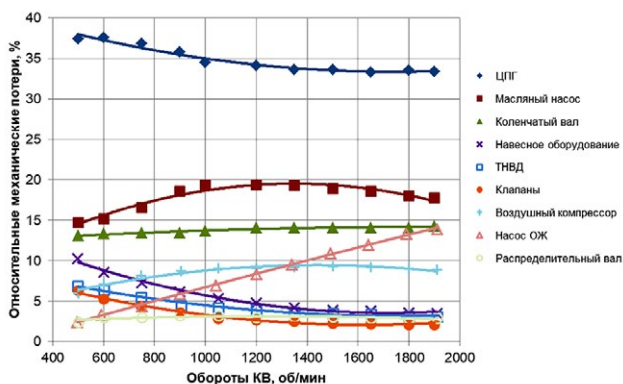


Рис. 2. Актуальный баланс усредненных механических потерь для двигателя 6ЧН13/15.

Fig. 2. Current balance of averaged mechanical losses for the 6ЧН13/15 engine.

1. В работах [3, 5] при расчете потерь в КШМ учитывались потери и на КВ. В то время как, в приведенных экспериментальных данных настоящей статьи, потери на ЦПГ совмещены с насосными потерями двигателя и частично с потерями в КШМ, а потери на КВ выделены в отдельную группу и также содержат часть потерь в КШМ.
2. Номинальная частота вращения двигателей (см. табл. 1) выше, чем у двигателя 6ЧН13/15, что способствует квадратичному увеличению сил инерции и механических потерь на привод подвижных компонентов. Вместе с тем, снижение номинальных

оборотов 4Ч10,5/12 до оборотов 6ЧН13/15 способствует снижению сил инерции примерно на 25%:

$$\Delta F_{in} = 1 - \frac{n_{6ЧН13/15,0}^2}{n_{4ЧН10,5/12}^2} = 1 - \frac{1900^2}{2200^2} \approx 25\%, \quad (7)$$

где ΔF_{in} – снижение сил инерции, $n_{6ЧН13/15}$ – номинальные обороты КВ для двигателя 6ЧН13/15, $n_{4ЧН10,5/12}$ – номинальные обороты КВ для двигателя 4Ч10,5/12.

Снижение механических потерь на привод масляного насоса

На рис. 3 представлена зависимость среднего эффективного давления механических потерь на привод масляного насоса от оборотов КВ и температуры масла, полученная во время экспериментальных исследований для двигателя 6ЧН13/15.

Проанализировав данные, представленные на рис. 3, можно сделать вывод, что при достижении температур масла близких к рабочим (около 90 °С), разница в механических потерях на привод масляного насоса становится незначительной, что согласно [6] является прямым следствием снижения вязкости масла при достижении рабочей температуры.

Согласно [7] крутящий момент, затрачиваемый ДВС на привод масляного насоса, прямо пропорционально зависит от объемного расхода масла, разности давления масла на входе и выходе насоса; и обратно пропорционально от оборотов насоса, механического и объемного КПД.

$$M_m = \frac{Q \cdot (p_{вых} - p_{вх})}{\eta_o \cdot \eta_m \cdot \omega}, \quad (8)$$

где M_m – крутящий момент, затрачиваемый на привод масляного насоса; Q – объемный расход масла;

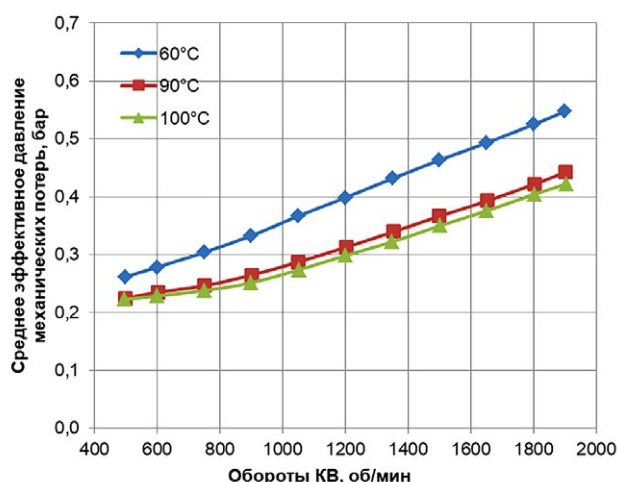


Рис. 3. Влияние температуры масла на эффективное давление механических потерь на привод масляного насоса.

Fig. 3. Influence of oil temperature on the effective pressure of mechanical losses on the oil pump drive.

$p_{вх}$ – давление на входе в масляный насос; $p_{вых}$ – давление на выходе в масляный насос; η_o – объемный КПД насоса; η_m – механический КПД насоса; ω – частота вращения ротора насоса.

Повышение КПД современных масляных насосов трудоемкая задача, так как они уже имеют достаточно низкие значения коэффициентов трения, а величины зазоров между статором и ротором минимальны. Управление оборотами масляного насоса сложно реализовать конструктивно, так как привод масляного насоса, как правило, осуществляется от КВ, следовательно, для снижения оборотов вала насоса необходимо ввести редуктор. Более того, для управления оборотами масляного насоса возникает необходимость использовать либо коробку отбора мощности, что сильно усложняет конструкцию, либо электродвигатель, что создает ряд сложностей, связанных с источником питания и способом подвода масла к узлам ДВС при запуске.

Объемный расход масла согласно [1] зависит в первую очередь от теплового состояния деталей ДВС и соответственно от количества тепла, которое необходимо отвести от ДВС. Минимальное и максимальное количество отводимого тепла может различаться в 4 и более раза. Это дает широкую настроечную характеристику для оптимизации расхода масла, но при этом может привести к значительному усложнению конструкции системы смазки.

Перепад давления масла на входе и на выходе из масляного насоса в первую очередь задается давлением масла на выходе, так как давление масла на входе в насос в первом приближении можно считать постоянным и равным атмосферному давлению. В то же время минимальное давление на выходе из масляного насоса будет зависеть от гидравлических потерь на подвод масла к потребителям, а максимальное давление должно быть оптимально подобрано таким образом, чтобы масло не попадало в камеру сгорания и не происходили утечки масла через сальники и манжеты уплотнений. Отношение между двумя этими величинами может составлять 3 и более раза.

Проанализировав указанные выше обстоятельства, можно сделать вывод, что наиболее перспективным способом повышения КПД выглядит управление степенью повышения давления в масляном насосе, поскольку данный подход должен обеспечить не только снижение механических потерь двигателя, но и более высокую экологичность за счет сокращения количества масла проникающего в камеру сгорания. К тому же, конструктивная реализация обеспечения снижения соотношения максимального и минимального значений давления масла, вероятно, будет более простой, чем для снижения аналогичного соотношения по объемному расходу масла.

СУЩЕСТВУЮЩИЕ КОНСТРУКЦИИ МАСЛЯНЫХ НАСОСОВ

Текущий масляный насос, рассматриваемого двигателя типа 6ЧН13/15, является насосом шестеренчатого типа, масло в него поступает через всасывающий канал, захватывается и нагнетается в систему через нагнетательный канал. Производительность данного насоса пропорциональна частоте вращения КВ. При превышении давлением нагнетаемого масла, определенной величины, срабатывает редукционный клапан и часть масла перепускается во всасывающую полость. Таким образом, масляный насос имеет только один механизм управления производительностью. Помимо шестеренчатых масляных насосов, зачастую, в ДВС применяются героторные насосы, которые конструктивно близки к шестеренчатым, а их основным отличием является форма зубьев ротора и статора. Тем не менее, в последнее время в системах смазки ДВС все чаще стали использоваться насосы с регулируемой производительностью на основе героторных и шиберных насосов.

В качестве решения проблемы регулирования производительности и снижения потерь на привод насоса в данной работе предлагается рассмотреть варианты масляных насосов объемного типа с двухуровневым, либо полным управлением производительностью. Конструктивно такие насосы близки к шиберным насосам, с той лишь разницей, что являющиеся аналогами лопастей шиберного насоса маятниковые рычаги (рис. 4) в насосах имеют сложную форму, позволяющую им не скользить по поверхности статора, а качаться между подвижным статором и ротором насоса, что должно снижать износ подвижных элементов насоса [8].

Конструкция указанных вариантов насосов во многом схожа, основная разница заключается в способе управления движением регулировочного ползуна, который может быть двухрежимным или плавным. Рассматриваемый масляный насос состоит из корпуса, внутри которого установлен регулировочный ползун с находящимися внутри него внешним и внутренним роторами. Внешний ротор состоит из, непосредственно, самого ротора и маятниковых рычагов. Регулировочный ползун имеет возможность качаться относительно своей оси под действием направляющего клапана для двухрежимного насоса или пропорционального клапана для полностью управляемого насоса. В зависимости от положения ползуна величина смещения оси вращения внутреннего ротора относительно внешнего ротора изменяется, а вслед за ней изменяются радиальные зазоры сегментов насоса, вследствие чего объемный расход и давление масла в системе может уменьшаться или увеличиваться. Так если минимальный радиальный зазор будет близок к максимальному зазору, то максимальный зазор и объем сегмента насоса при указанном смещении оси вращения ротора будут минимальны. Следовательно, объем, перекачиваемый насосом, за один оборот, достигнет минимального показателя.

Согласно справочным данным [7], представленным на рис. 5, более эффективно управляя объемным расходом масла, можно добиться сокращения потерь на привод насоса, так как за счет минимизации увеличения по необходимости объемного расхода можно значительно снизить величину избыточного давления масла на выходе из масляного насоса, а значит обеспечить работу насоса при больших значениях объемного КПД. Описываемый подход должен позволить подобрать такие алгоритмы управления производительностью

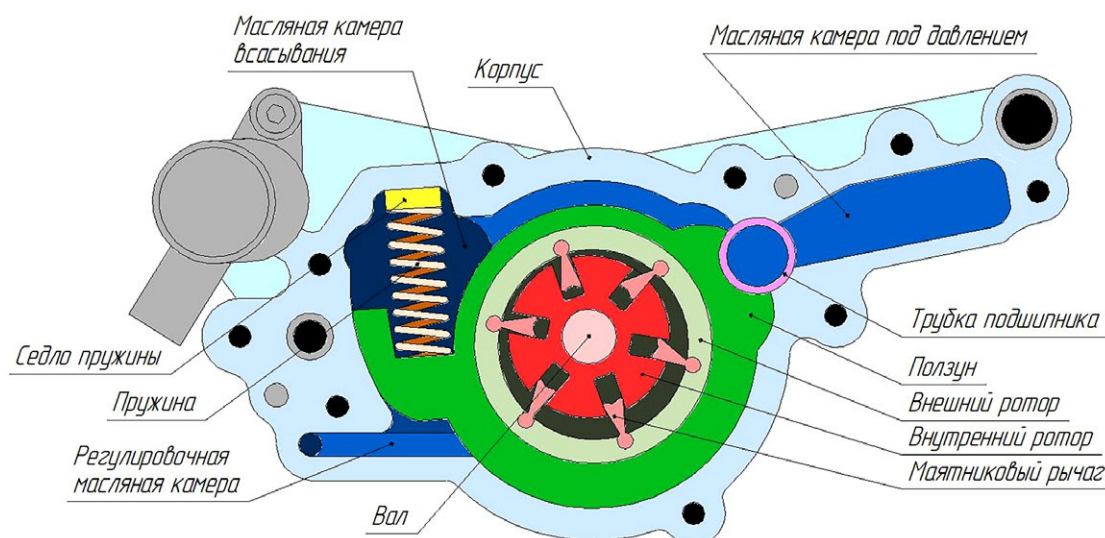


Рис. 4. Конструкция масляного насоса объемного типа с изменяемой производительностью.

Fig. 4. The design of the volumetric type oil pump with variable performance.

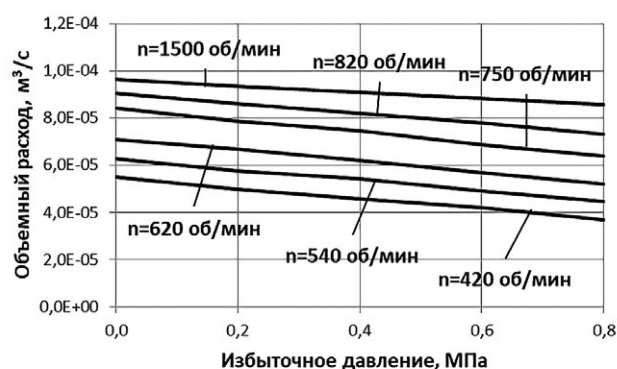


Рис. 5. Характеристика масляного насоса.

Fig. 5. Characteristic curves of the oil pump.

насоса, которые смогут обеспечить надежную подачу масла для смазывания узлов двигателя, необходимый отвод тепла от элементов двигателя, охлаждаемых маслом, и предотвратить повышенный расход масла на угар при минимальных затратах механической энергии на привод насоса.

АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИИ УПРАВЛЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬЮ МАСЛЯНОГО НАСОСА

Проанализировав конструкции масляных насосов, можно прийти к следующим выводам:

- объемные насосы рассматриваемого типа обладают простой конструктивной схемой, но изготовление качающихся рычагов требует высокой точности обработки из-за их сложной формы, что несколько усложняет производство подобных изделий;
- применение качающихся рычагов способно увеличить ресурс и надежность насосов с изменяемой геометрией;
- согласно данным, представленным производителем масляных насосов, снижение расхода топлива при использовании двухуровневого управляемого насоса для тяжёлого дизельного двигателя может достигать 1%, а при использовании полностью управляемого насоса – 1,5%;
- очевидно, что полностью управляемый насос является более предпочтительным для ДВС автотранспортных средств, используемых в широком диапазоне режимов работы, но в то же время, такой насос, вероятно, будет более сложным и дорогостоящим в производстве, соответственно, с целью удешевления итогового продукта имеет смысл рассмотреть использование двухуровневого насоса для эконом сегмента двигателей, работающих большую часть времени в узком диапазоне режимов работы (например, в составе магистральных тягачей).

ПРИМЕНЕНИЕ УПРАВЛЯЕМОГО МАСЛЯНОГО НАСОСА

Опираясь на перспективы применения масляного насоса с изменяемой производительностью и возможную выгоду от его применения для минимизации механических потерь в двигателях нового поколения были проведены экспериментальные исследования по применению насоса с двухуровневым регулированием, в двигателе 6ЧН13/15. Зависимость изменения избыточного давления масла на выходе из рассматриваемого насоса была сопоставлена с аналогичной зависимостью для базового шестеренчатого насоса (рис. 6).

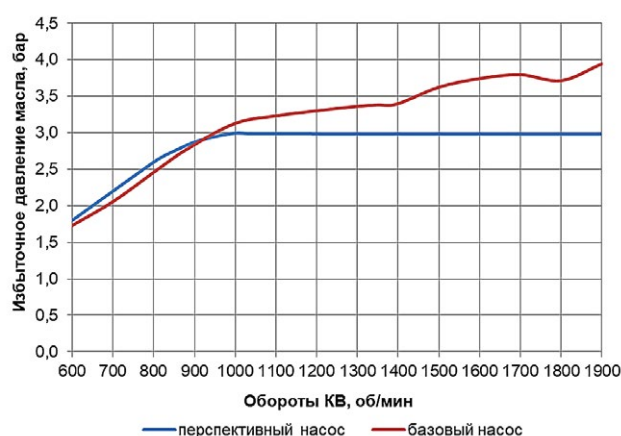


Рис. 6. Сравнительный анализ изменения избыточного давления на выходе из базового масляного насоса и масляного насоса с изменяемой производительностью.

Fig. 6. Comparative analysis of the change in excess pressure at the outlet of the base oil pump and the oil pump with variable performance.

Проанализировав изменения избыточного давления масла для управляемого и неуправляемого насоса, при применении управляемого насоса в двигателе можно ожидать снижение избыточного давления масла на номинальных оборотах примерно на 25%. Снижение величины избыточного давления на 25% согласно настоечной характеристике насоса (рис. 5) ведет к увеличению объемного расхода масла примерно на 5–10%. В результате, согласно формуле (8), можно ожидать снижение затрат механической энергии на привод масляного насоса на выбранном режиме двигателя примерно на 20%, что с учетом актуального баланса потерь механической энергии (рис. 2) составит примерно 3% снижение относительной потери механической энергии всего двигателя.

ВЫВОДЫ

В работе были проанализированы результаты экспериментальных исследований механических потерь в двигателе типа 6ЧН13/15. Был представлен актуальный

баланс механических потерь двигателя внутреннего сгорания. Вклад масляного насоса в общий уровень механических потерь находится на втором месте. Исходя из проведенного анализа, было выявлено, что масляный насос обладает большим потенциалом для оптимизации механических потерь, так как величина потерь на его привод достаточно велика, а в его конструкции имеется значительный задел для модернизации. В качестве потенциального аналога для замены шестеренчатого насоса в новых перспективных двигателях, были рассмотрены масляные насосы с двухуровневым и полным управлением производительностью. Сделан вывод, что насос с полным управлением является более предпочтительным, так как позволяет оптимизировать значения объемного расхода и давления масла в системе смазки двигателя в более широком диапазоне работы, и дает больше возможностей для снижения расхода топлива. Однако, в целях удешевления новых перспективных двигателей в линейке двигателей магистральных тягачей эконома класса было предложено рассмотреть использование насосов с двухуровневым регулированием.

Исходя из теоретического анализа предлагаемых решений, наиболее эффективной стратегией управления насосом является регулирование избыточного давления через объемный расход, так как он, при небольшом своем изменении, обеспечивает значительное снижение избыточного давления масла на выходе из насоса, а значит добиться существенного снижения потерь механической энергии на привод масляного насоса без ущерба для надежности работы двигателя.

В работе были представлены предварительные результаты применения управляемого насоса на двигателе типа 6ЧН13/15, согласно которым можно ожидать снижение относительных механических потерь двигателя до 3%. Перспективным направлением дальнейших исследований является более подробный анализ результатов применения насоса с изменяемой производительностью.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. *М.Д. Ханнанов* — поиск публикаций по теме статьи, написание текста рукописи;

ЛИТЕРАТУРА

1. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 2008.
2. Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Краснокутский А.Н. и др. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: Учебник для ВУЗов. под ред. Чайнова Н.Д. М.: Машиностроение, 2008.
3. Путинцев С.В. Механические потери в поршневых двигателях: Учебное пособие. М.: МГТУ им. Н. Баумана, 2011.
4. Щукина В.Н. Анализ методов определения механических потерь для их последующего применения в процессе эксплуатации // Вестник Федерального государственного образова-

Л.И. Фардеев — редактирование текста рукописи; *А.С. Куликов* — экспертная оценка, утверждение финальной версии; *И.Ф. Гумеров* — экспертная оценка, утверждение финальной версии; *Р.Р. Губайдуллин* — написание текста рукописи, создание изображений; *Г.Ж. Муканов* — создание изображений; *А.А. Дойкин* — поиск публикаций по теме статьи, редактирование текста рукописи. Авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors contribution. *M.D. Khannanov* — search for publications on the subject of the article, writing the text of the manuscript; *L.I. Fardeev* — editing the text of the manuscript; *A.S. Kulikov* — expert opinion, approval of the final version; *I.F. Gumerov* — expert opinion, approval of the final version; *R.R. Gubaidullin* — writing the text of the manuscript, creating images; *G.Zh. Mukanov* — creating images; *A.A. Doikin* — search for publications on the subject of the article, editing the text of the manuscript. All authors confirm that their authorship meets the international ICMJE criteria (all authors made a substantial contribution to the conception of the work, acquisition, analysis, interpretation of data for the work, drafting and revising the work, final approval of the version to be published and agree to be accountable for all aspects of the work).

Competing interests. The authors declare no transparent and potential conflicts of interest related to the publication of this article.

Funding source. The authors state that there is no external funding for the study.

тельного учреждения высшего профессионального образования «Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина». 2016. № 5(75). С. 18–21.

5. Beroun S., Páv K. Vybrané statě z vozidlových spalovacích motorů: (doplňková skripta pro magisterský studijní program). Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2013.

6. Procházka R., Dittrich A., Voženílek R., et al. New Ways to Measure Mechanical Losses by Motoring an ICE with Increased Cylinder Pressure // Applied Sciences. 2022. Vol. 12, N 4. P. 2155. doi: 10.3390/app12042155

7. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 3. 8-е изд., перераб. и доп. под. ред. Жестковой И.Н. М.: Машиностроение, 2001.

8. Oil management for commercial vehicles [internet]. Режим доступа: <https://www.mahle.com/en/products-and-services/commercial-vehicles/oil-management/> Дата обращения: 30.05.2022.

REFERENCES

1. Kolchin AI, Demidov VP. *Calculation of automobile and tractor engines*. Moscow: Vysshaya shkola; 2008. (in Russ).
2. Chainov ND, Ivashchenko NA, Krasnokutsky AN, et al. *Designing internal combustion engines: A textbook for universities*. editor Chainov ND. Moscow: Mashinostroenie; 2008. (in Russ).
3. Putintsev SV. *Mechanical Losses in Reciprocating Engines: A Tutorial*. Moscow: MG TU im. N. Bauman; 2011. (in Russ).
4. Shchukina VN. Analysis of methods for determining mechanical losses for their subsequent application during operation. *Vestnik Federalnogo gosudarstvennogo obrazovatel'nogo uchrezhdeniya vysshego professional'nogo obrazovaniya "Moskovskiy gosudarstvennyy agroinzhenernyy universitet imeni V.P. Goryachkina"*. 2016;5(75):18–21. (in Russ).

5. Beroun S, Páv K. *Vybrané statě z vozidlových spalovacích motorů: (doplňková skripta pro magisterský studijní program)*. Liberec: Technická univerzita v Liberci; 2013. (in Czech).
6. Procházka R, Dittrich A, Voženílek R, et al. New Ways to Measure Mechanical Losses by Motoring an ICE with Increased Cylinder Pressure. *Applied Sciences*. 2022;12(4):2155. doi: 10.3390/app12042155
7. Anuryev VI. *Handbook of the designer-machine builder: In 3 vols*. Vol. 3. 8th ed., revised. and updated. editor Zhestkova IN. Moscow: Mashinostroenie; 2001. (in Russ).
8. Oil management for commercial vehicles [internet]. Available from: <https://www.mahle.com/en/products-and-services/commercial-vehicles/oil-management/> Accessed: 30.05.2022.

ОБ АВТОРАХ

*Ханнанов Марат Дамирович,

аспирант кафедры «Автомобили, автомобильные двигатели и дизайн»;
адрес: Российская Федерация, 423812, Республика Татарстан, Набережные Челны, Проспект Мира, д. 68/19;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9816-0691>;
eLibrary SPIN: 9825-8736;
e-mail: marhan87@mail.ru

Алимулов Эдуард Радиевич,

руководитель группы перспективных двигателей;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7808-8327>;
eLibrary SPIN: 8738-3647;
e-mail: Eduard.Alimgulov@kamaz.ru

Фардеев Ленар Ильдарович,

заместитель главного конструктора по перспективным двигателям;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2508-5915>;
eLibrary SPIN: 4034-8695;
e-mail: Lenar.Fardeev@kamaz.ru

Куликов Андрей Сергеевич,

главный конструктор по двигателям;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4005-1112>;
eLibrary SPIN: 1525-7860;
e-mail: Andrey.Kulikov@kamaz.ru

Гумеров Ирек Флорович,

к.т.н.,
заместитель генерального директора – директор по развитию;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5538-8693>;
eLibrary SPIN: 3475-4219;
e-mail: gumerov@kamaz.ru

AUTHORS' INFO

*Marat D. Khannanov,

Postgraduate of the Automobiles, Automobile Engines and Design Department;
address: 68/19 Mira avenue, 423812 Naberezhnye Chelny, Russian Federation;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9816-0691>;
eLibrary SPIN: 9825-8736;
e-mail: marhan87@mail.ru

Eduard R. Alimgulov,

Head of the Design Group of Advanced Engines, R&D Center;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7808-8327>;
eLibrary SPIN: 8738-3647;
e-mail: Eduard.Alimgulov@kamaz.ru

Lenar I. Fardeev,

Deputy Chief Engine Designer for Advanced Engines;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2508-5915>;
eLibrary SPIN: 4034-8695;
e-mail: Lenar.Fardeev@kamaz.ru

Andrey S. Kulikov,

Chief Engine Designer of R&D Center;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4005-1112>;
eLibrary SPIN: 1525-7860;
e-mail: Andrey.Kulikov@kamaz.ru

Irek F. Gumerov,

Cand. Sci. (Tech.),
Deputy General Director – Development Director;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5538-8693>;
eLibrary SPIN: 3475-4219;
e-mail: gumerov@kamaz.ru

Губайдуллин Роберт Радикович,

инженер группы двигателей внутреннего сгорания
инжинирингового центра цифровых технологий
машиностроения;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8480-1988>;

eLibrary SPIN: 3962-8290;

e-mail: diablogrr@gmail.com

Муканов Галымжан Жанатович,

инженер-исследователь департамента стратегического
развития инжинирингового центра цифровых технологий
машиностроения;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5611-4064>;

eLibrary SPIN: 2593-9112;

e-mail: g.mukanov@advengineering.ru

Дойкин Алексей Алексеевич,

главный специалист отдела 1D системного моделирования;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9534-9878>;

eLibrary SPIN: 8536-1760;

e-mail: daa@advengineering.ru

***Автор, ответственный за переписку**

Robert R. Gubaidullin,

Engineer of the Group of Internal Combustion Engines
of the Engineering Center for Digital Technologies
of Mechanical Engineering;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8480-1988>;

eLibrary SPIN: 3962-8290;

e-mail: diablogrr@gmail.com

Galymzhan Zh. Mukanov,

Research Engineer of the Department of Strategic Development
of the Engineering Center for Digital Technologies of Mechanical
Engineering;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5611-4064>;

eLibrary SPIN: 2593-9112;

e-mail: g.mukanov@advengineering.ru

Alexey A. Doikin,

Chief Specialist of 1D System Modeling Department;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9534-9878>;

eLibrary SPIN: 8536-1760;

e-mail: daa@advengineering.ru

***Corresponding author**