

**ТУРЕЦКИЙ**  
**Игорь Владимирович**

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ**  
**МАСЛЯНЫХ НАСОСОВ ДИЗЕЛЕЙ**  
**ОАО «ПО АМЗ»**

05. 04. 02 – «Тепловые двигатели»

**АВТОРЕФЕРАТ**  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Барнаул 2006

Работа выполнена в государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова (АлтГТУ)»

**Научный руководитель:** доктор технических наук,  
профессор Вагнер Виктор Анатольевич

**Научный консультант:** кандидат технических наук,  
профессор Звездаков Валерий Прокопьевич

**Официальные оппоненты:** доктор технических наук,  
профессор Лебедев Борис Олегович  
  
кандидат технических наук,  
доцент Кулманаков Сергей Павлович

**Ведущее предприятие:** ОАО «Гидромаш»  
(Московская область п. Новый быт)

Защита состоится «27» декабря 2006 года в 12-30 часов на заседании диссертационного совета Д 212. 004. 03 в Алтайском государственном техническом университете им. И. И. Ползунова по адресу: 656038, г. Барнаул, пр. Ленина, 46.

E-mail: [dm\\_lada@mail.ru](mailto:dm_lada@mail.ru), тел/факс (3852) 26 05 16

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Алтайского государственного технического университета им. И. И. Ползунова

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью Вашего учреждения, просим направлять по указанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного совета

Автореферат разослан «24» ноября 2006 г.

Ученый секретарь

Диссертационного совета Д 212. 004. 03

Свистула А. Е.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** Наиболее слабым звеном в системе смазки двигателя внутреннего сгорания является маслонасос. Отказы масляных насосов дизелей можно разделить на два вида:

- постепенное снижение давления масла в масляной магистрали ввиду снижения подачи масла маслонасосом, которое связано с увеличением зазоров между трущимися поверхностями от их изнашивания и увеличением утечек масла;
- внезапное прекращение подачи масла, связанное с разрушением элементов привода маслонасоса, которое происходит ввиду усталостной поломки приводного вала, приводного зубчатого колеса или заклинивания качающих шестерен.

Отказы первого вида устраняют заменой маслонасоса, когда давление масла в системе смазки приближается к минимально допустимому.

Второй вид отказов более сложен. Внезапный отказ масляного насоса и прекращение подачи масла в систему смазки двигателя приводит к выходу из строя коленчатого вала дизеля, шатунов и других элементов. Это влечет за собой остановку двигателя и последующий его ремонт: разборку двигателя, замену коленчатого вала, шатунов, масляного насоса, сборку двигателя и его обкатку, на что уходит много времени и средств.

Маслонасосу дизеля присущи качества как гидромашины, так и зубчатой передачи.

Как гидромашине, масляному насосу свойственна неравномерность подачи масла, а, следовательно, пульсации вращающего момента на приводном валу. Величина пульсаций зависит от чисел зубьев качающих шестерен, и чем меньше число зубьев, тем выше уровень пульсации.

Как зубчатой передаче, масляному насосу свойственны недостатки зубчатого зацепления: неплавность работы ввиду малого перекрытия в зацеплении малозубых зубчатых колес и неточности изготовления, следствием которого являются удары в зацеплении (срединный и кромочный удары).

Суммируясь, эти динамические процессы отрицательно влияют на усталостную прочность элементов маслонасоса дизеля.

**Цель работы.** Выявление возможности повышения качественных показателей прямозубых цилиндрических зубчатых колес с малым числом зубьев, применяемых в масляных насосах дизелей путем разработки новой методики расчета, а также разработки мероприятий, повышающих производительность и долговечность масляных насосов.

**Задачи исследований.** Для реализации сформулированной цели требовалось решить следующие задачи:

1. Провести анализ существующих способов расчета качественных показателей малозубых зубчатых колес и передач;

2. Разработать алгоритм расчета качественных показателей и построения блокирующих контуров в новой системе расчета;
3. Разработать методику выбора оптимальных параметров исходного производящего реечного контура и его смещения при фрезеровании зубчатых колес;
4. Оценить влияние погрешностей изготовления на качественные показатели маслонасоса дизеля;
5. На основании экспериментальных исследований оценить достоверность предложенной методики расчета, методики изготовления и сборки маслонасоса дизеля ОАО «ПО АМЗ».

**Объект исследования** – масляный насос семейства дизелей ОАО «ПО АМЗ», имеющий в качестве качающего органа прямозубые зубчатые колеса с числом зубьев, равным восьми ( $Z_1=Z_2=8$ ).

### **Научная новизна**

1. Проанализированы факторы, влияющие на качественные показатели масляного насоса дизеля. Изучены способы расчета качественных показателей малошестозубых зубчатых колес маслонасоса дизеля.
2. Разработан алгоритм расчета качественных показателей и способ построения новых блокирующих контуров в координатах  $\alpha$ ,  $x$ .
3. Разработана новая методика выбора оптимальных параметров исходного производящего реечного контура (ИПРК) и его смещения, позволяющие максимально повысить качественные показатели маслонасосов, имеющих в качестве качающих органов малошестозубые зубчатые колеса ( $Z_1=Z_2=8$ ).
4. Оценено влияние погрешностей изготовления на качественные показатели маслонасоса дизеля.
5. Экспериментально подтверждена достоверность предложенной методики расчета, изготовления и сборки маслонасоса дизеля с  $Z_1=Z_2=8$ .

### **Защищаемые положения**

1. Обоснование алгоритма расчета качественных показателей маслонасоса дизеля путем построения новых блокирующих контуров в координатах  $\alpha$ ,  $x$ .
2. Метод выбора оптимальных параметров исходного производящего реечного контура (ИПРК) и его смещения для максимально возможного повышения качественных показателей маслонасоса дизеля.
3. Метод оценки влияния погрешностей изготовления деталей маслонасоса дизеля на качественные показатели изделия в целом.
4. Метод и лабораторное оборудование для экспериментального исследования маслонасоса дизеля.

5. Оценка достоверности предложенной методики расчета и изготовления качающих органов маслососа дизеля.

**Практическая значимость работы.** В процессе исследований разработаны методы и средства для экспериментального изучения работы маслососов дизелей, позволяющие определять необходимые параметры. Для практического применения предложена инженерная методика расчета оптимальных параметров зубчатых колес маслососа в виде нового блокирующего контура в координатах  $\alpha$ ,  $x$ .

Выполненные исследования явились основой создания практических рекомендаций по выбору оптимальных параметров зацепления малозубых зубчатых колес маслососа дизеля, позволяющих повысить его производительность и долговечность.

**Достоверность основных результатов работы** подтверждена согласием между теоретическими результатами, выполненными на современных компьютерах с экспериментальными результатами, полученными в результате сравнительных стендовых испытаний реальных конструкций маслососов дизелей.

**Апробация результатов работы** осуществлялась на заседаниях кафедры «Детали машин» Алтайского государственного технического университета им. И. И. Ползунова 2001-2005 г, на Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Двигатели внутреннего сгорания – современные проблемы, перспективы развития», Барнаул – 2006.

**Публикации.** Основные положения и результаты диссертации опубликованы в семи печатных работах.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из общей характеристики работы, 4 глав, выводов, приложения и списка литературы. Работа изложена на 144 страницах машинописного текста, содержит 9 таблиц, 78 рисунков, приложения на 1 страницу. В списке литературы 180 источников.

### **Содержание работы**

**В первой главе** содержится анализ современных достижений в области расчета, проектирования, изготовления и эксплуатации качающих органов в масляных насосах дизелей.

Насосы для подачи масла в системах смазки тепловых двигателей, а так же насосы гидравлических систем, строительных и дорожных машин, тракторов выполняются шестеренчатыми (шестеренными) с зубчатыми колесами внешнего или внутреннего зацепления. Наиболее распространен насос внешнего зацепления, состоящий из пары зацепляющихся зубчатых колес, помещенных в плотно охватывающий

их корпус, имеющий каналы для подвода (всасывания) масла и отвода (нагнетания) его.

При вращении зубчатых колес жидкость (масло), заключенная во впадинах зубьев переносится из полости всасывания в полость нагнетания. Поверхности зубьев, входящие в зацепление вытесняют жидкость, находящуюся во впадинах между зубьями в полость нагнетания.

Насосы с зубчатыми колёсами в качестве качающих органов, имеющих малое число зубьев и, как правило, малые габариты часто называют по традиции шестеренными или шестерёнчатыми от слова шестерня, которым обычно называют малое зубчатое колесо. Эти насосы просты по конструкции, имеют малые габариты и массу.

В системе смазки двигателя внутреннего сгорания наиболее слабым звеном является масляный насос. Ему присущи качества как гидромашины, так и зубчатой передачи. Как гидромашине, масляному насосу свойственна неравномерность подачи масла, а, следовательно, пульсации вращающего момента на приводном валу. Как зубчатой передаче, масляному насосу свойственны недостатки зубчатого зацепления: неплавность работы ввиду малого перекрытия в зацеплении малозубых зубчатых колес и неточности изготовления, следствием которого являются удары в зацеплении. Суммируясь, эти динамические процессы отрицательно влияют на усталостную прочность элементов маслоснабжения. Развитие усталостных трещин может приводить к внезапному разрушению одной из деталей маслоснабжения и выходу последнего из строя, что является самым опасным явлением. Внезапный отказ масляного насоса и прекращение подачи масла в систему смазки приводит к выходу из строя двигателя.

В рядовой эксплуатации масляных насосов на дизелях ОАО «ПО АМЗ» основными дефектами являются: заклинивание приводных шестерен; поломка ведущих и ведомых валиков; повышенный износ бронзовых втулок подшипников скольжения; питтинговый износ зубьев качающих шестерен.

На привод вспомогательных агрегатов двигателя таких как: водяной насос и генератор, вентилятор, топливный насос, механизм газораспределения, масляный насос расходуется часть мощности двигателя. Наибольшими потребителями мощности среди вспомогательных агрегатов двигателя А-01М являются масляный насос и вентилятор. Измерение механических потерь на трение в агрегатах двигателя часто оценивают средним давлением механических потерь в зависимости от скоростного режима. При частоте вращения коленчатого вала двигателя  $n=1600\text{мин}^{-1}$  потери мощности по результатам исследований И.Ф. Ефремова составляют:

- водяной насос и генератор – (0,004 МПа) 0,58 кВт;
- вентилятор – (0,0126 МПа) 1,83 кВт;
- топливный насос – (0,002...0,0045 МПа) 0,146...0,650 кВт;
- механизм газораспределения – (0,003 МПа) 2,2 кВт;
- масляный насос – (0,0152 МПа) 2,2 кВт.

С увеличением вязкости масла потери на привод масляного насоса возрастают на 5%...6% на каждые 10°С снижения температуры масла.

Суммарные потери на привод всех агрегатов двигателя А-01М на номинальном режиме достигают (0,039 МПа) 5,7 кВт. Это составляет 17,3% от всех механических потерь двигателя.

В некоторых случаях потери на привод вспомогательных агрегатов двигателя могут достигать 25% от суммарных механических потерь двигателя и достаточно точно определяются методом прокрутки.

Здесь следует заметить, что отмеченное соответствует тому случаю, когда качающие органы маслонасоса выполнены без отклонений от технических требований чертежа. В противном случае потери мощности на привод маслонасоса могут увеличиться.

Уменьшение составляющих механических потерь связано с совершенствованием агрегатов двигателя, а снижение пульсаций в приводе – с повышением надежности работы.

В результате анализа работ, выполненных в области расчета, изготовления и использования малозубых зубчатых колес, применяемых в качестве качающих органов в масляных насосах дизелей можно сделать следующие выводы:

1. Зубчатые колеса маслонасосов дизелей изготавливаются с различными числами зубьев, нарезаются различным режущим инструментом с различными углами исходного контура и в результате имеют различную надежность и долговечность;
2. Разброс по рекомендованным коэффициентам смещения стандартного режущего инструмента настолько велик, что не дает возможности ответить на вопрос, в каком случае зубчатое колесо будет иметь оптимальную форму, а передача необходимую долговечность;
3. Основные качественные показатели маслонасосов, имеющих в качестве качающих органов зубчатые колеса с числом зубьев 8, выполненным по рекомендации Е.М. Юдина - недостаточны;
4. Четких рекомендаций по выбору оптимального угла исходного контура и его смещения применительно к малозубым зубчатым колесам, подтвержденных экспериментом пока нет;

**Во второй главе** приведены результаты исследования условий, влияющих на получение зубчатых колес маслонасоса с высокими качественными показателями, приведена новая методика определения оптимального угла производящего реечного контура и коэффициента его смещения, оценено влияние погрешностей изготовления на качественные показатели качающих зубчатых колес маслонасоса.

Зубчатые колеса, являющиеся рабочими (качающими) органами масляных насосов дизелей обычно выполняются с малым числом зубьев. Чаще всего используются колеса с числами

зубьев  $Z = 8 \dots 11$ . При изготовлении зубчатых колес с числом зубьев менее 17 используется положительное смещение производящего реечного контура (ПРК), а выбор оптимальных коэффициентов смещения производится с помощью блокирующих контуров, которые позволяют наглядно получить представление о всех качественных показателях зацепления для выбранных коэффициентов смещения. Наиболее полный набор таких контуров имеется в ГОСТ 16532-70, но только для  $\alpha = 20^\circ$ . Зубчатые колеса, образующие качающий узел, выполняются абсолютно одинаковыми по всем параметрам. Это связано, как с унификацией технологии изготовления ведущего и ведомого колес, так и упрощением процесса сборки насоса. Поэтому у зубчатых колес используются одинаковыми не только числа зубьев, но и все размеры, в том числе диаметры вершин и диаметры впадин зубьев. В связи с этим величины смещений режущего инструмента при нарезании зубчатых колес на станке тоже будут одинаковыми. Тогда, обращаясь к блокирующему контуру по ГОСТ 16532-80 с  $Z_1 = Z_2 = 8$ , нетрудно убедиться, что большая часть этого контура не участвует в расчете, а именно все точки разрешенной зоны блокирующего контура, кроме точек, лежащих на линии проходящей через начало координат под углом  $45^\circ$ . Таким образом, только точки биссектрисы угла  $X_1 O X_2$ , пересекающей блокирующий контур, могут участвовать в расчете (рис. 1).

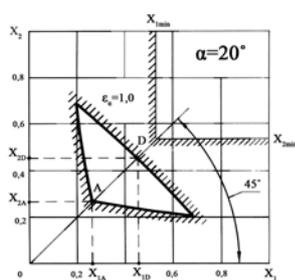


Рис. 1. Блокирующий контур по ГОСТ 16532-70 для  $Z_1 = Z_2 = 8$ .

При определении коэффициентов смещения для нарезания одинаковых зубчатых колес маслонасоса, согласно приведенного на рис. 1. блокирующего контура, могут быть приняты только коэффициенты смещения от точки А до точки D, но  $X_{1A} = X_{2A}$ ;  $X_{1D} = X_{2D}$ . Остальные точки зоны блокирующего контура не используются. Как видно из рис. 1. весь блокирующий контур находится в зоне подреза ножек зубьев и, следовательно, полноценные зубья колес (без подреза ножек) получены быть не могут.

Зубчатая передача может быть работоспособной при выполнении основных качественных показателей, к которым относят:

- отсутствие подреза ножек зубьев;
- отсутствие заострения вершин зубьев;
- отсутствие интерференции профилей зубьев;
- наличие достаточного коэффициента торцового перекрытия, ниже которого передача неработоспособна.

Первые два показателя характерны для отдельного зубчатого колеса в процессе его нарезания на станке, а последующие показатели - для собранной зубчатой передачи.

В работе установлена графическая взаимосвязь между коэффициентами смещения ИПРК  $X = X_1 = X_2$  и углом профиля  $\alpha$  исходного производящего реечного контура в диапазоне изменения углов от  $15^\circ$

до  $30^\circ$  по формуле ГОСТ 16532-70:

$$X = X_{\min} = h_i^* - h_a^* - \frac{Z}{2} \sin^2 \alpha, \quad (1)$$

где  $X$  - текущее значение коэффициента смещения;

$X_{\min}$  - минимальное значение коэффициента смещения, определяющее начало подреза ножек зубьев;

$h_i^*$  - коэффициент граничной высоты;

$h_a^*$  - коэффициент высоты головки зуба;

$Z$  - число зубьев зубчатого колеса;

$\alpha$  - угол профиля исходного контура,

а также по формуле ГОСТ 16532-70

$$S_a = m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_a} \left[ \frac{\pi}{2} + 2 \operatorname{tg} \alpha + Z (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_a) \right] = 0, \quad (2)$$

где  $S_a$  - толщина зуба на вершине, мм;

$m$  - модуль, мм;

$\alpha$  - угол профиля ИПРК, рад;

$\alpha_a$  - угол профиля на вершине зуба, рад;

$X$  - коэффициент смещения;

$Z$  - число зубьев;

$\operatorname{inv} \alpha$  - эвольвентная функция угла  $\alpha$ ;

$\operatorname{inv} \alpha_a$  - эвольвентная функция угла  $\alpha_a$ .

Решение уравнений получено численным методом, фиксируя на каждом из этапов одну из переменных. Диапазон изменения угла  $\alpha$ :  $15^\circ \dots 30^\circ$  с шагом  $0,01^\circ$ . Диапазон изменения коэффициента смещения  $x$ :  $0 \dots 1$  с шагом  $0,001$ . В результате получен новый блокирующий контур в координатах  $\alpha - x$ .

Фрагмент блокирующего контура в диапазоне  $\alpha$  от  $24^\circ$  до  $28^\circ$  с распечаткой основных качественных показателей через  $0,5^\circ$  для граничных значений блокирующего контура приведен на рис. 2.

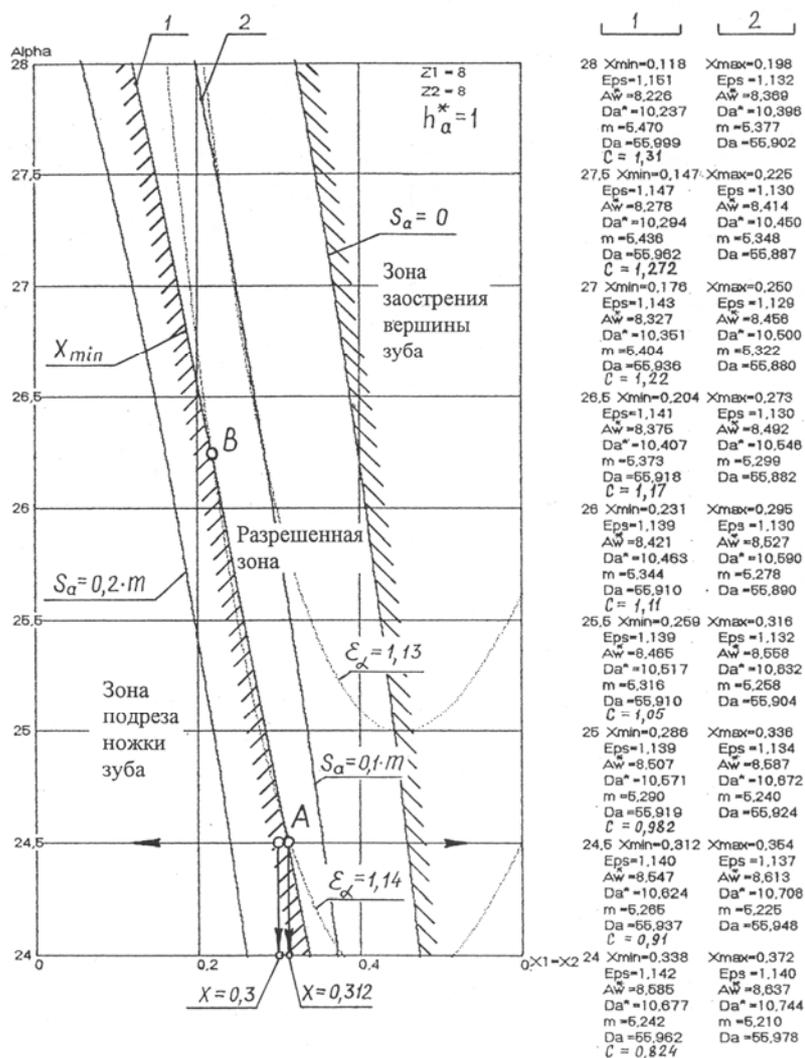


Рис. 2.

Стремление получить максимально возможный коэффициент торцового перекрытия  $\varepsilon_\alpha$  при обеспечении максимальной толщины зуба на вершине и достаточного радиального зазора вынуждает найти на поле блокирующего контура такую точку, которая по возможности наиболее полно бы удовлетворяла необходимым требованиям.

По рис. 2 можно видеть, что  $\varepsilon_\alpha = 1,14$  реально может быть получен при  $\alpha$  от  $24^\circ$  до  $24,5^\circ$  и при  $\alpha$  от  $26,5^\circ$  до  $28^\circ$ . Здесь можно выделить две точки А и В:  $\alpha = 24,5^\circ$ ,  $X = 0,312$  и  $\alpha = 26,5^\circ$ ;  $X = 0,204$ . В этих точках изолиния  $\varepsilon_\alpha = 1,14$  пересекает линию начала подреза ножек зубьев. Однако выбор ПРК с  $\alpha$  большей величины менее желателен с точки зрения стойкости фрезы. Поэтому выбираем точку А:  $\alpha = 24,5^\circ$ ,  $X = 0,312$ .

В процессе изготовления деталей маслонасоса погрешности, которые отрицательно влияют на работоспособность зубчатого зацепления. Наиболее полное представление о влиянии погрешностей изготовления на важнейший качественный показатель зубчатой передачи - коэффициент торцового перекрытия  $\varepsilon_\alpha$  - может быть получено путем решения соответствующей

размерной цепи, учитывающей все конструктивные особенности изделия и включающей все звенья, влияющие на  $\epsilon_\alpha$ .

Решение такой размерной цепи методом максимума - минимума применительно к конструкции маслонасоса ОАО «ПО АМЗ» дало:  $\epsilon_{\alpha\max} = 1,04$ ;  $\epsilon_{\alpha\min} = 1,0$ .

Последнее значение  $\epsilon_\alpha$  ставит новый готовый маслонасос на грань возможности дальнейшей эксплуатации. Только увеличение коэффициента торцового перекрытия за счет назначения оптимального угла исходного производящего контура и коэффициентов его смещения смогут поднять качественные показатели маслонасоса дизеля.

**В третьей главе** приведена методика экспериментальных исследований масляного насоса дизеля А-01М.

Для получения масляного насоса дизеля с улучшенными свойствами по разработанным чертежам были изготовлены опытные партии зубчатых колес. Проверка соответствия качества изготовления качающих экспериментальных зубчатых колес маслонасоса производилась на средствах измерения метрологической лаборатории Алтайского завода агрегатов. Измерялось: радиальное биение зубчатого венца (параметр  $F_{rr}$ ) на приборе фирмы «Карл Цейс», погрешность профиля зуба (параметр  $f_{fr}$ ) на универсальном эвольвентомере, погрешность направления зуба (параметр  $F_{\beta r}$ ), шероховатость поверхности зуба (параметр  $R_a$ ) на профилометре модели 252.

По результатам измерения зубчатые колеса отбраковывались с результатами, превышающими допустимые. Зубчатые колеса, соответствующие техническим требованиям чертежа, собирались в пары.

Определение основных параметров маслонасоса дизеля, таких как: вращающий момент на приводном валу (Н·м), давление масла в нагнетающую магистраль под нагрузкой определялось методом тензометрирования на испытательном стенде Алтайского завода агрегатов.

Общий вид маслонасоса дизеля А-01М, установленного на стенд для тензометрических испытаний приведен на рис. 3.



Рис. 3. Тензометрирование маслонасоса дизеля А-01М

Тензометрировались как новые маслонасосы, так и прошедшие различную наработку моточасов под номинальной нагрузкой, как серийные, так и экспериментальные. В процессе тензометрических измерений использовались тензоусилитель постоянного тока «Топаз-04» и светолучевой осциллограф Н – 041. Тензорезисторы (датчики) наклеивались клеем БФ-2 на ступицу приводного зубчатого колеса и соединялись в мостовую схему (рис. 4).



Рис. 4. Схема одного тензочанала

Питание осуществлялось от двух автомобильных аккумуляторов для исключения влияния помех со стороны электрической сети на эксперимент.

Запись давления масла на выходе из маслонасоса осуществлялась с помощью серийного мембранного тензорезисторного преобразователя типа ТДД, на мембрану которого наклеивали тензорезистор, предназначенный для измерения давления. Тензорезисторный преобразователь ТДД через переходник вворачивался в корпус маслонасоса вместо предохранительного клапана. Параллельно давление масла контролировалось манометром, включенным в ту же магистраль. Градуирование (тарирование) тензорезисторного преобразователя давления производилось на образцовом грузопоршневом манометре. Давление масла создавалось ступенчато образцовыми грузами. Перед тарированием и после него записывались масштабные отметки. Тарировочная характеристика ТДД оказалась линейной.

Производительность маслонасоса (подача масла в магистраль) измерялась расходомером, частота вращения приводного вала масло - насоса – цифровым тахометром. Эти средства измерения были встроены непосредственно в стенд и проходили плановую метрологическую поверку.

Маслонасосы, как серийные, так и экспериментальные, испытывались на двух стендах в испытательной лаборатории Алтайского завода агрегатов. Первый стенд являлся универсальным, позволявшим определять все необходимые параметры маслонасоса. На этом же стенде проводились и тензометрические измерения.

На втором стенде осуществлялись совместные сравнительные испытания одновременно двух насосов – серийного и экспериментального на номинальном режиме работы (на износ).

**В четвертой главе** приведены результаты экспериментальных исследований. Согласно новой методики расчета была изготовлена партия экспериментальных зубчатых колес, у которых на этапе проектирования были заложены более высокие показатели по плавности работы ( $\epsilon_\alpha = 1,14$ ). Все зубчатые колеса были пронумерованы и измерены по необходимым параметрам точности в метрологической лаборатории ОАО «Алтайский завод агрегатов». Эксперименталь-

но был определен коэффициент торцового перекрытия для собранных в пары зубчатых колес. Было подтверждено наличие у экспериментальной пары зубчатых колес  $\varepsilon_\alpha = 1,14$ .

Экспериментальные масляные насосы дизелей были собраны в серийных корпусах, но с экспериментальными парами качающих зубчатых колес.

Сравнительное тензометрирование основных параметров серийного и экспериментального масляных насосов дизелей показано на рис. 5,6.

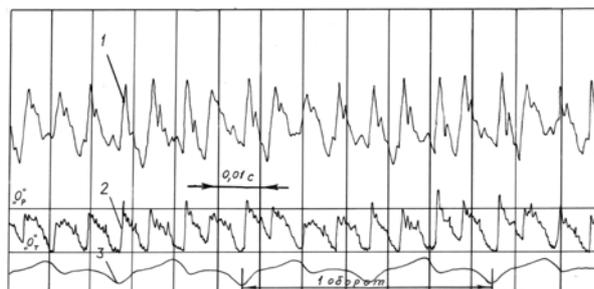


Рис. 5. Осциллограмма параметров серийного масляного насоса дизеля А-01М с параметрами зацепления:  $m=5\text{ мм}$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ; режимом работы:  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p = 0,45 \text{ МПа}$  ( $4,5 \text{ кгс/см}^2$ )

Результаты сравнительных испытаний масляных насосов дизелей показали снижение размаха вращающего момента на приводном валу (по осциллограммам) по сравнению с серийным насосом №1 ( $m = 5 \text{ мм}$ ;  $\alpha = 20^\circ$ ), принятым за 100%. Так у экспериментального насоса №2 ( $m = 5,25 \text{ мм}$ ;  $\alpha = 24^\circ 30'$ ) пульсация вращающего момента составила 60%, а у экспериментального насоса №3 ( $m = 5,5 \text{ мм}$ ;  $\alpha = 28^\circ$ ) – 50%, то есть улучшение по отношению к серийному в 2 раза.

Пульсация давления в нагнетающей магистрали у масляных насосов №2 и №3 составила 80% и 60% по отношению к серийному №1.

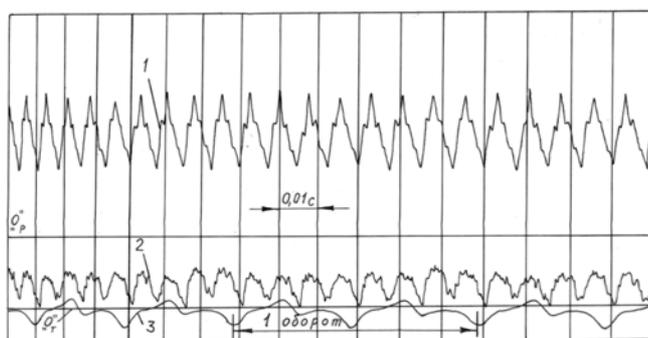


Рис. 6. Осциллограмма параметров экспериментального масляного насоса дизеля А-01М с параметрами зацепления:  $m = 5,25\text{ мм}$ ,  $\alpha = 24^\circ 30'$ ; режимом работы:  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p = 0,45 \text{ МПа}$  ( $4,5 \text{ кгс/см}^2$ )

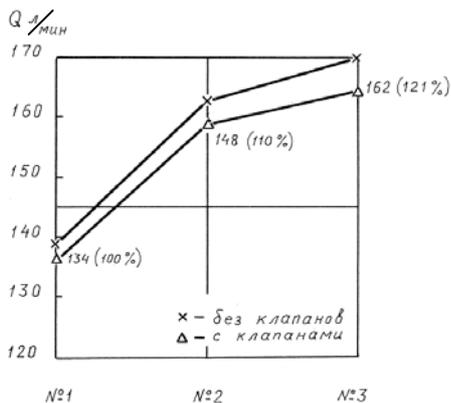
На рис. 5, 6 обозначено: 1 – давление масла в нагнетающей магистрали; 2 – вращающий момент на приводном валу; 3 – отметки частоты вращения привода, « $0_p$ » - нулевая отметка давления масла; « $0_T$ » - нулевая отметка вращающего момента.

Производительность (подача масла в магистраль) определялась на универсальном стенде в испытательной лаборатории Алтайского завода агрегатов на номинальном режиме работы

$n = 2100 \text{ мин}^{-1}$ ;  $p = 0,75 \text{ МПа}$ . Для серийного маслонасоса №1 она составила 134 л/мин и была принята за 100%.

Экспериментальные маслонасосы показали производительность: №2 – 147,7 л/мин, что составляет 110% по отношению к серийному насосу и №3 – 162 л/мин, что составляет 121% по отношению к серийному.

Графическая зависимость по производительности маслонасосов дизеля приведена на рис. 7.



Оценка работоспособности экспериментального маслонасоса №2 производилась в сравнении с серийным №1 при работе на номинальном режиме при одинаковых условиях на одном и том же испытательном стенде. После наработки 150, 300 часов масляные насосы дизеля разбирались, и фиксировалось состояние рабочих поверхностей качающих зубчатых колес.

При одинаковой твердости поверхности зубьев (НВ 269)

Рис. 7. Производительность масляных насосов дизеля А-01М при межосевом расстоянии  $a_w = 45 \text{ мм}$ ; на номинальном режиме  $n=2100 \text{ мин}^{-1}$ ;  $p=0,75 \text{ МПа}$  (7,5 кгс/см<sup>2</sup>). №1 – серийный маслонасос ( $m=5 \text{ мм}$ ;  $\alpha = 20^\circ$ ); №2 – экспериментальный маслонасос ( $m = 5,25 \text{ мм}$ ;  $\alpha = 24^\circ 30'$ ); №3 – экспериментальный маслонасос ( $m = 5,5 \text{ мм}$ ;  $\alpha = 28^\circ$ ); экспериментальная пара качающих зубчатых колес показала лучшую износостойкость по сравнению с серийной парой. У ножек зубьев серийного ведомого зубчатого колеса уже при наработке 150 моточасов появились осповидные раковинки (питтинг), а у экспериментального – нет. После наработки 300 моточасов на номинальном режиме износ зубьев серийной пары в 2 раза превысил износ зубьев экспериментальной пары маслонасоса.

Механические потери в маслонасосе связаны с потерями на трение контактирующих поверхностей качающих зубчатых колес о внутренние поверхности корпуса, потери в зацеплении, потери на трение в подшипниковых опорах, потери на утечки и на выдавливание масла заданной производительности в нагнетающую магистраль.

При одинаковой производительности с серийным маслонасосом зубчатые колеса экспериментального маслонасоса должны быть меньшей длины. Суммарная поверхность трения в этом случае уменьшается и суммарные потери снижаются. Экономия по мощности на номинальном режиме работы составляет 0,3 кВт для маслонасоса №2 и 0,5 кВт для маслонасоса №3 (рис. 8, 9).

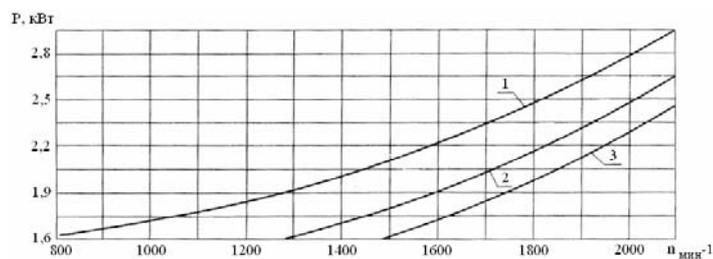


Рис. 8. Потери мощности на привод масляных насосов дизеля А-01М при одинаковой подаче масла  $Q=134$  л/мин:

- 1 – серийный №1, 2 – экспериментальный №2,
- 3 – экспериментальный №3

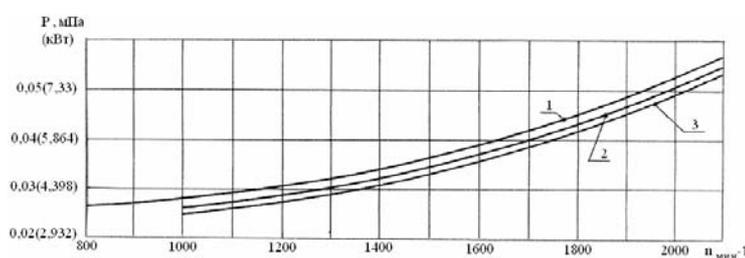


Рис. 9. Суммарные потери мощности всех вспомогательных агрегатов дизеля А-01М:

- 1 – с серийным маслонасосом №1
- 2 – с экспериментальным маслонасосом №2
- 3 – с экспериментальным маслонасосом №3

Снижение потерь на привод экспериментального маслонасоса дизеля А-01М даст экономию по расходу дизельного топлива (рис. 10): 109,76 г в час или 197,5 кг в год при односменной работе. Суммарное уменьшение металлоемкости дает 10,2%. Экономия по металлу составляет 150 руб, а при годовом выпуске 12000 шт – 1800 000 рублей.

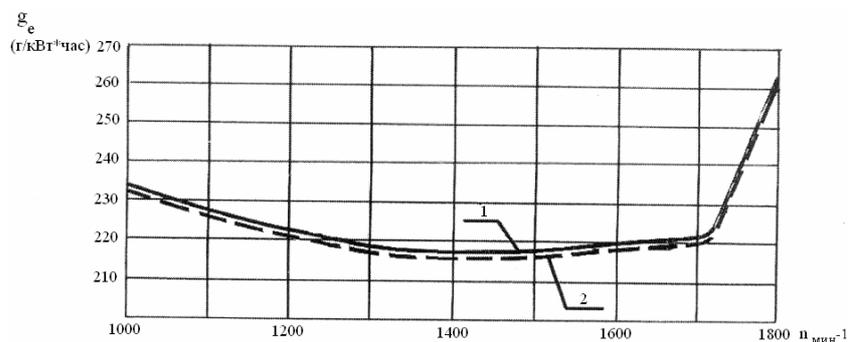


Рис. 10. Удельный эффективный расход топлива с серийным (№1) и экспериментальным (№2) маслонасосами дизеля А-01М

## ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Существующие методы расчета малозубых зубчатых колес весьма противоречивы и не дают однозначного ответа по выбору оптимальных параметров зубчатых колес и всей передачи в целом. Зубчатые колеса маслонасосов дизелей изготавливаются с различными числами зубьев, нарезаются различным режущим инструментом с различными углами исходного контура и в результате имеют различную надежность и долговечность. Основные качественные показатели маслонасосов, имеющих в качестве качающих органов зубчатые колеса с числами зубьев 8х8, выполненными по рекомендациям Е. М. Юдина – недостаточны. С учетом погрешностей изготовления эти показатели становятся недопустимо низкими. Расчеты и практика эксплуатации серийных маслонасосов дизелей ОАО «ПО АМЗ» подтверждают, что при полном соблюдении технических требований, зацепление маслонасоса работает за пределами возможного. С увеличением зазоров в подшипниках скольжения и, как следствие, увеличением реального межосевого расстояния, зацепление имеет  $\varepsilon_\alpha < 1$ , что приводит к значительным ударам в зацеплении.
2. Наиболее перспективным с точки зрения нагрузочной способности и, следовательно, повышенной долговечности, следует считать расчет зубчатых колес по методике с постоянной высотой зуба и увеличенным углом исходного контура. В работе обоснован новый алгоритм расчета качественных показателей малозубых зубчатых колес и передач и построения блокирующего контура в координатах  $\alpha - x$ .
3. Разработана новая методика выбора оптимального угла исходного производящего контура и его смещения при изготовлении зубчатых колес. Эти рекомендации могут быть использованы в производстве масляных насосов других типов, но имеющих аналогичное назначение.
4. В работе оценено влияние погрешностей изготовления и эксплуатации на снижение основного качественного показателя – коэффициента торцового перекрытия  $\varepsilon_\alpha$ .
5. Экспериментальными исследованиями подтверждена достоверность предложенной новой методики расчета качающих зубчатых колес маслонасоса дизеля. Сравнительные 300 часовые стендовые испытания на номинальном режиме подтвердили возможность создания маслонасоса с качественными показателями, превышающими серийный маслонасос ОАО «ПО АМЗ».
6. Достигнуто снижение темпа износа боковых эвольвентных поверхностей зубьев экспериментальных колес в 2 раза. Достигнуто снижение механических потерь в экспериментальном насосе по сравнению с серийным на 17,27 % при одинаковой производительности, и снижение металлоемкости на 10,2 %. Снижение механических потерь на привод маслонасоса дизеля А-01М составляет 0,3 кВт для маслонасоса №2 и 0,5 кВт для маслонасоса №3.

Годовая экономия дизельного топлива при односменной работе на один двигатель составляет 109,76 кг. Экономия по снижению металлоемкости составляет 150 руб на один маслонасос, а при годовом выпуске 12000 шт – 1800 000 руб.

**Материалы диссертации отражены в следующих работах:**

1. Применение модифицированных исходных контуров при изготовлении зубчатых колес / В. П. Звездаков, **И. В. Турецкий**, А.И. Шпак, [и др.] // Вестник АлтГТУ им. И. И. Ползунова. – 2001. - №3. – с. 146-148.

2. Звездаков, В.П. Экспериментальное определение коэффициента торцового перекрытия качающих зубчатых колес (шестерен) масляного насоса / В.П. Звездаков, **И. В. Турецкий** // Расчет, диагностика и повышение надежности элементов машин: Межвуз. сб. Вып. 3. Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова. - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2001. - с. 12-13.

3. Звездаков, В.П. Влияние селективной сборки на несущую способность эвольвентных поверхностей качающих зубчатых колес (шестерен) масляного насоса дизеля / В.П. Звездаков, **И.В. Турецкий** // Расчет, диагностика и повышение надежности элементов машин: Межвуз. сб. Вып. 3. Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова. - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2001.- с. 14-17.

4. Звездаков, В.П. Экспериментальное определение "защемленного объема" в зацеплении шестеренчатого масляного насоса дизеля / В.П. Звездаков, **И.В. Турецкий** // Расчет, диагностика и повышение надежности элементов машин: Межвуз. сб. Вып. 3. Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова. - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2001. - с. 18-20.

5. **Турецкий, И. В.** Результаты сравнительных стендовых испытаний серийного масляного насоса дизеля А-01М и экспериментального на производительность (подачу масла) и износостойкость / И. В. Турецкий, В.П. Звездаков, В.А. Вагнер // Расчет, диагностика и повышение надежности элементов машин: Межвуз. сб. Вып. 6. Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова. - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2005. – с. 59-61.

6. Вагнер, В.А. Метод экспериментального определения основных параметров маслонасоса дизеля А-01М./ В.А. Вагнер, **И.В. Турецкий**, В.П. Звездаков, Ю. Н. Барсуков. // Омский научный вестник. – 2006. - №3 (36). – с. 103-107.

7. **Турецкий, И.В.** Повышение надежности и долговечности масляных насосов дизелей // Ползуновский вестник. – 2006. - №4. – с. 111-117.

Издано в авторской редакции.

Подписано в печать 23.11.06 Формат 6084 1/16.

печать – ризография. Усл. п. л. 1,39.

Тираж 100 экз. Заказ 2006 – .

Издательство Алтайского государственного технического  
университета им. И. И. Ползунова, 656038, г. Барнаул,  
пр-т Ленина, 46.

Лицензия на издательскую деятельность ЛР № 020822 от 21.09.98 г.