



УДК 631.436

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИЗНОСА ТНВД РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ТИПА

Вороновский И.Б., к.т.н.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел/факс: +38-0619-44-02-74, +38-0619-42-25-85

**Аннотация** – в работе рассматривается износ прецизионных пар ТНВД, его влияние на надежность топливной системы дизельного двигателя и эксплуатационные показатели МТА, в зависимости от уровня загрязненности дизельного топлива.

**Ключевые слова** – дизельное топливо, надежность, износ, топливная система, эксплуатационные показатели МТА.

*Постановка проблемы.* Существующие топливные фильтры автотракторных дизелей при их эксплуатации в запыленных условиях сельскохозяйственного производства пропускают в зазор прецизионных сопряжений абразивные частицы размером до 10 мкм. Работоспособность топливоподающей аппаратуры во многом определяет надежную работу дизеля и находится в прямой зависимости от состояния прецизионных деталей, основными из которых являются плунжерные пары топливного насоса. Наибольшее снижение ресурса абразивный износ вызывает в топливных насосах распределительного типа серии НД, вследствие большей цикличности работы плунжерной пары. Поэтому вопрос о снижении абразивного износа в насосах распределительного типа имеет большое значение.

*Анализ последних исследований* Ведущим видом изнашивания прецизионных деталей топливоподающей аппаратуры является абразивный, который в свою очередь можно разделить на износ абразивными частицами размер которых в каждый момент наработки меньше радиального зазора прецизионной пары, и износ в результате защемления абразивных частиц, размер которых несколько больше радиального зазора прецизионной пары [1, 2, 3].

Существующие работы Д.Ф. Гуревича, В.В. Антипова, М.М. Хрущева, М.А. Бабичева посвященные теории износа плунжерных пар, далеко не полно раскрывают большое многообразие сложных и скоротечных процессов, которые происходят при износе деталей плунжерных пар. При этом принимаются различные



условности, далекие от действительных условий работы плунжерной пары. Но реальная картина местных износов поверхности плунжера другая.

*Формулирование целей статьи.* Целью статьи является теоретическое исследование процесса износа плунжерной пары топливного насоса, его влияние на надежности топливной системы дизельного двигателя и эксплуатационные характеристики работы МТА в зависимости от загрязненности дизельного топлива механическими примесями и водой.

*Основная часть.* В зависимости от условий эксплуатации МТА концентрация пыли в воздухе колеблется в широких пределах и в некоторых районах юга Украины достигает  $5 \text{ г/м}^3$ . Это отрицательно влияет на работоспособность систем двигателя, в том числе на работоспособность топливной аппаратуры. При работе МТА при запыленности воздуха  $1,1 \dots 2,5 \text{ г/м}^3$  содержание загрязняющих примесей в топливе к моменту его выработки в 2-3 раза больше, чем при заправке.

Установлено, что загрязнению топлива способствует и то, что во время работы МТА в объеме бака создается разрежение и туда подсасывается пыль. То есть, в топливных баках имеет место "большое дыхание" при расходовании топлива во время работы дизеля и "малое дыхание" при температурных расширениях топлива. Вместе с тем, топливные фильтры тракторных дизелей не обеспечивают достаточной степени очистки топлива от механических примесей, которые затем проникают к прецизионным деталям топливной аппаратуры [4, 5].

В.В. Антипов [1] предложил объемный износ деталей плунжерных пар представить суммой

$$G = G_1 + G_2 + G_3, \quad (1)$$

где  $G$  – суммарный износ плунжера,  $\text{мм}^3$ ;

$G_1$  – износ за счет действия абразивных частиц с размерами, несколько меньшими величины зазора,  $\text{мм}^3$ ;

$G_2$  – износ за счет действия абразивных частиц, размер которых превышает зазор плунжерной пары,  $\text{мм}^3$ ;

$G_3$  – износ за счет действия гидроабразивного потока,  $\text{мм}^3$ .

Величина износа  $G_1$  при этом находится по теории предложенной Д.Ф. Гуревичем [2], а величины  $G_2$  и  $G_3$  на основании данных экспериментальных исследований принимать

$$G_2 = (0,2 \dots 0,85) \cdot G_1, \quad G_3 = 0,05 \cdot (G_1 + G_2). \quad (2)$$

Очевидно, что такое решение задачи довольно условно и не может полно оценить физический процесс изнашивания плунжерной пары частицами, размер которых больше зазора пары, т.е. износ  $G_2$ .



В результате своих исследований В.В.Антипов [1] предложил величину износа  $G_2$  вызываемого абразивными частицами, размер которых больше величины зазора плунжерной пары считать приблизительно равной:

$G_2 = (0,2 \dots 0,35) \cdot G_1$ , при зазоре плунжерной пары  $0,6 \text{ мкм} \leq l \leq 2 \text{ мкм}$ ;

$G_2 = (0,4 \dots 0,87) \cdot G_1$ , при зазоре плунжерной пары  $2 \text{ мкм} \leq l \leq 6 \text{ мкм}$ ,

где  $G_1$  - износ, вызываемый абразивными частицами, размер которых в каждый период наработки меньше зазора плунжерной пары.

Такое определение величины износа абразивными частицами, размер которых больше зазора плунжерной пары нами считается весьма условным, в силу следующих причин:

- не учитываются параметры факторов вызывающих износ;
- не учитываются параметры плунжерной пары и свойства ее материала;
- зависимость  $G_2$  от  $G_1$  можно считать прямо пропорциональной только в малом диапазоне изменения величины зазора плунжерной пары  $l$ , а также зернистости абразива  $d_{аб}$ ;
- значение коэффициента пропорциональности находится в широком пределе, от 0,2 до 0,87 и может быть определено только для каких-то строго определенных параметров абразива и плунжерной пары путем трудоемких износных испытаний с последующей обработкой результатов;
- кроме этого, ошибочный расчет  $G_1$  ведет к ошибке в расчете  $G_2$ .

Для определения величины износа  $G_2$  воспользуемся работами [1, 5, 6, 7], в которых предлагается расчет износа частицами абразива, размер которых больше зазора плунжерной пары определять при защемлении их в изменяющемся зазоре пары при так называемом «дыхании» втулки, т.е. при изменении зазора в плунжерной паре вследствие упругих деформаций втулки под действием давления в надплунжерной полости.

Методика этих расчетов, несмотря на некоторые условности, имеет четкий физический смысл и при расчете износа учитывает основные параметры, как абразивного материала, так и плунжерной пары.

Нами предложено в данную методику расчета величины износа абразивом, размер частиц которого в каждый период износа больше величины зазора плунжерной пары внести существенное дополнение, а именно, рассчитывать защемление абразивных частиц не только в результате временного увеличения зазора втулки вследствие ее деформаций (рис. 1, а), но и принимать во внимание защемление абразивных частиц в зазоре в зоне впускного окна (рис. 1, б).

Анализ круглограмм [1, 6, 7] поверхностей изношенных прецизионных деталей показал, что износ имеет локальный характер, основные зоны износа расположены в районе впускных окон, причем впадины у плунжера имеют увеличивающуюся глубину по направлению к верхней торцовой поверхности (с неизношенной поверхностью образуют угол  $\gamma_{пл}$  на рис. 1, б), а соответствующие впадины у гильзы в этом направлении имеют уменьшающуюся глубину (с неизношенной поверхностью образуют угол  $\gamma_{гм}$  на рис. 1, б). Величина износа у отсечного окна в несколько раз меньше, но характер изменения величины зазора аналогичен, впадины плунжера у отсечного окна имеют увеличивающуюся глубину по направлению к отсечной кромке, а соответствующие впадины у дозатора, в этом направлении имеют уменьшающуюся глубину.

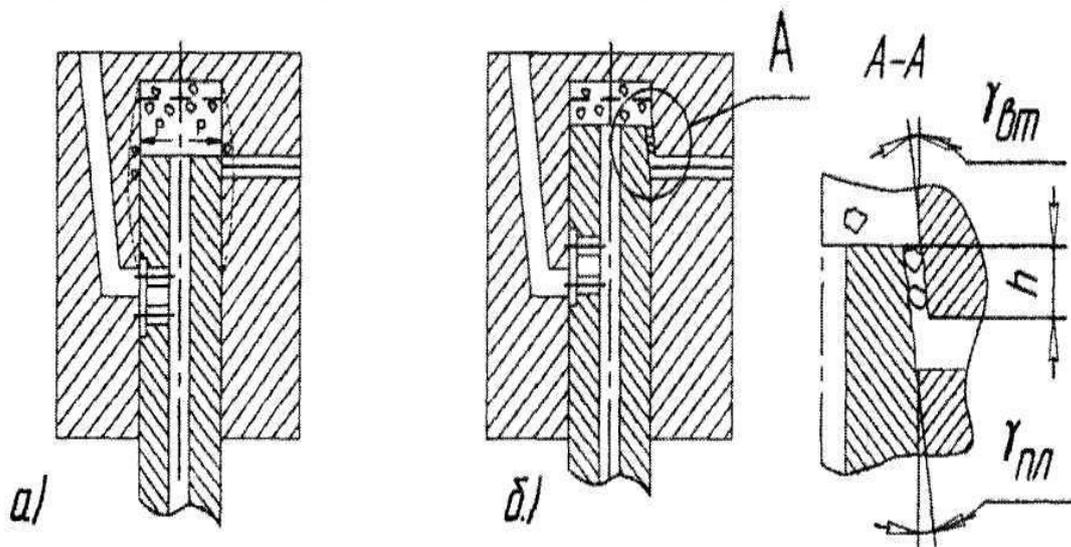


Рис. 1. Схемы зацепления в зазорах плунжерной пары абразивных частиц, размер которых в каждый период наработки больше зазора пары.

О неравномерности износа по осевому направлению плунжера и втулки свидетельствуют полученные результаты измерения гидроплотности плунжерных пар серии НД при осевом перемещении плунжера относительно втулки.

Такая закономерность износа объясняется прямо пропорциональной зависимостью величины износа  $G_I$  от величины утечек  $Q_{ут}$ , которая, в свою очередь, обратно пропорциональна длине уплотняющей поверхности  $L$ . Таким образом, при нагнетательном ходе плунжера длина уплотняющей поверхности  $L$  в районе впускных окон увеличивается, это ведет к уменьшению объема утечек во впускные окна  $Q_{ут}$ , в результате чего износ  $G_I$  плунжерной пары абразивными частицами, размер которых меньше зазора плунжерной



пары уменьшается (рис 1, б).

В районе отсечных окон, наоборот, при нагнетательном ходе плунжера длина уплотняющей поверхности уменьшается, это ведет к увеличению объема утечек и как следствие увеличению износа.

Такой характер износа приводит к тому, что по мере нагнетания топлива плунжером в районе впускного окна происходит уменьшение зазора, у отсечного окна наоборот, происходит увеличение зазора от минимальной до максимальной величины к моменту отсечки подачи. Эти изменения зазоров в зависимости от перемещения плунжера описываются уравнениями:

$$I_{en} = I_{en.max} - h \cdot \sin \gamma_{en}, \quad (3)$$

$$I_{omc} = I_{omc.max} + h \cdot \sin \gamma_{omc} \quad (4)$$

где  $I_{en}$ ,  $I_{omc}$  – зазоры соответственно в зонах впускного и отсечного окон, мкм;

$\gamma_{en}$ ,  $\gamma_{omc}$  – углы наклона изношенных поверхностей к неизношенным в тех же зонах;

$I_{en.max}$  – максимальное значение зазора в зоне впускного окна, мкм;

$I_{omc.min}$  – минимальное значение зазора в зоне отсечного окна, мкм;

$h$  – величина перемещения плунжера от геометрического начала подачи.

Ввиду незначительной величины углов  $\gamma_{en}$ ,  $\gamma_{omc}$  длину уплотняющей поверхности  $L$  (рис. 1) можно приравнять к величине перемещения плунжера  $h$ .

Из формул (3) и (4) следует, что после перекрытия впускных окон гильзы верхним торцом плунжера при его нагнетательном ходе в зоне впускных окон происходит уменьшение зазора, ведущее к защемлению абразивных частиц попавших в уменьшающийся зазор вместе с топливом утечек. В районе отсечных окон, вследствие увеличения зазора, защемления абразивных частиц не происходит, износ вызывают только частицы, проходящие с потоком утечки, т.е. частицы, размер которых меньше зазора пары в этом месте.

В отличие от втулок плунжерных пар насосов рядного типа (где увеличение зазора достигает 3 мкм), деформации втулок плунжерных пар насосов распределительного типа вследствие большей толщины их стенок значительно меньше и не превышает 1 мкм.

Объем одной абразивной частицы, участвующей в износе при защемлении, а также их количество в  $1 \text{ м}^3$  находятся с той лишь разницей, что теперь в износе при защемлении участвуют абразивные частицы другой размерной группы абразива, средний диаметр которых принимаем большим на 20% зазора в плунжерной паре.

Таким образом, расчет величины износа в районе впускных отверстий определяется суммой износа  $G_I$  под действием абразивных



частиц, величина которых меньше зазора плунжерной пары и износа  $G_2$  абразивными частицами, заземляемыми в зазоре, размер которых больше величины зазора. Причем расчет величин обоих видов износа ведется совместно на каждом шаге расчета, так как увеличивающийся в результате этого зазор пары влияет как на  $G_1$ , так и на  $G_2$ .

Очевидно, что одним из путей повышения надежности работы МТА, а вследствие и коэффициента его готовности, как комплексного показателя, может быть увеличение срока службы фильтров и повышение ресурса прецизионных пар ТНВД, за счет обеспечения требуемой чистоты дизельного топлива, используя фильтры-водоотделители как при заправке его в баки мобильной техники так и в системе питания дизеля [7, 8].

*Выводы.* Таким образом, используя полученные зависимости можно достоверно оценить степень влияния загрязнённости дизельного топлива на надёжность топливной системы дизельного двигателя. Основной зоной износа плунжерных пар, определяющей их надежность, ресурс и работоспособность - является износ гильзы и плунжера в зоне наполнительных отверстий. Применение фильтра-водоотделителя при заправке топлива и в системе питания двигателя МТА, позволяет увеличить ресурс работы фильтров тонкой и грубой очистки практически в два раза, а ресурс работы ТНВД в 2,5 раза. При этом коэффициент готовности топливной системы двигателя МТА повышается с 0,79 до 0,85, что составляет 7,6 %.

#### *Литература.*

1. Антипов В.В. Износ прецизионных деталей и нарушение характеристики топливной аппаратуры дизелей / В.В. Антипов / -2-е изд. – М.: Машиностроение, 1992...-Т.1.-816 с.
2. Гуревич Д.Ф. Основы теории износа плунжерных пар / Д.Ф.Гуревич Автомобильная промышленность.-1968. –№ 2. с. 20-24.
3. Григорьев М.А. Обеспечение надежности двигателей /М.А. Григорьев, В.А. Донецкий/ –М.: Стандарты, 1978. -324 с.
4. Григорьев М.А. Очистка масла и топлива в автотракторных двигателях /М.А. Григорьев/ –М.: Машиностроение, 1970. -270 с.
5. Надежность топливной аппаратуры тракторных и комбайновых дизелей / Р.М. Баширов и др.. –М: Машиностроение, 1978. -184 с.
6. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: / Б.Н. Файнлейб / –Л.:Машиностроение, 1990. -352 с.
7. Деклараційний патент України. Фільтр-водовіддільник /В.М. Кюрчев., І.Б.. Вороновський .-№ 66522. Опубл. 17.05.04., Бюл. № 5.
8. Деклараційний патент України. Фільтр-водовіддільник / І.Б. Вороновський, Б.І. Вороновський.- № 5544. Опубл. 15.03.05 р., Бюл. № 3.



## **МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗНОСУ ТНВД РОЗПОДІЛЬНОГО ТИПУ**

Вороновський І.Б.

*Анотація* – в роботі розглядається знос прецизійних пар ТНВД, його вплив на надійність паливної системи дизельного двигуна і експлуатаційні показники МТА, залежно від рівня забрудненості дизельного палива.

### **MODELING OF PROCESS OF DETERIORATION PUMP OF A DISTRIBUTIVE TYPE**

I. Voronovskiy

#### *Summary*

**In this paper we consider the wear of precision pairs injection, its impact on the reliability of the diesel engine fuel system and operational performance MTA, depending on the level of contamination of diesel fuel.**