

*В. В. ГОЕВА, Н. Е. ГРИШИН, В. А. КОЧЕНОВ*

## **ЗАВИСИМОСТЬ ПРЕДЕЛЬНОГО ИЗНОСА И РЕСУРСА ДЕТАЛЕЙ ОТ ФОРСИРОВАНИЯ ДВС**

***Ключевые слова:** предельный износ, ресурс, степень сжатия, форсирование, частота вращения коленчатого вала.*

***Аннотация.** На основании физики изнашивания и эмпирических данных определена зависимость предельного износа и ресурса деталей от степени сжатия и частоты вращения коленчатого вала.*

Развитие двигателей внутреннего сгорания неразрывно связано с форсированием и ростом нагрузок в деталях и сопряжениях. Зависимость долговечности и износостойкости деталей от форсирования ДВС необходима для прогнозирования надежности вновь создаваемых ДВС, для выявления перспектив проектирования и модернизации производства трибосопряжений, разработки технических условий для диагностики двигателей в эксплуатации и дефектовки деталей при ремонте.

Задачи прогнозирования решаются статистическими и аналитическими методами. Статистические методы и модели позволяют учесть теоретически неограниченное число факторов. Недостаток – не отражают физическую природу процесса, и оптимальные решения приходится искать путем проб и ошибок. Аналитические модели учитывают меньшее число факторов, почти всегда требуют значительных допущений и упрощений. Достоинство – строятся на физике процесса, лучше приспособлены для поиска оптимальных решений, для апробации требуют меньшего количества экспериментальных исследований. Использование аналитических методов усложняется тем, что в процессе эксплуатации свойства деталей и трибосопряжений изменяются и эти изменения трудно поддаются математическому анализу. Чтобы минимизировать потери времени и средств, необходимо совмещать аналитическое моделирование с известными эмпирическими данными долговечности и износостойкости серийных двигателей. Предлагаемая

работа основывается на динамике развития автомобильных ДВС, отраженной в показателях технической характеристики двигателей ГАЗ и ЗМЗ [1, с. 150], а также эмпирических данных износа деталей кривошипно-шатунного механизма и цилиндропоршневой группы этих двигателей [2, с. 50].

Предельный износ является окончанием нормального и началом аварийного периодов эксплуатации. Смена периодов происходит из-за повышения зазора и появления ударных нагрузок, резко увеличивающих интенсивность износа трибосопряжения. Предельный износ зависит от начальных геометрических параметров, величины и характера нагрузок, действующих в трибосопряжении. Начальные параметры обуславливаются погрешностями проектирования и производства  $H$ , включают зазор и соответствие микро- и макрогеометрии трущихся поверхностей деталей своим оптимальным, приработанным параметрам. С развитием проектирования и производства погрешности уменьшаются. Логично принять погрешности обратно пропорциональными форсированию. Степень сжатия и частота вращения коленчатого вала отражают как уровень проектирования, так и технические возможности двигателестроения.

Наступление аварийного периода эксплуатации ускоряется с повышением величины и неравномерности нагрузок  $H$ , т.е. предельный износ обратно пропорционален нагрузкам. Загруженность деталей и сопряжений ДВС обуславливается давлением газов, зависимым от степени сжатия  $\varepsilon$ , и инерционными силами и моментами, зависимыми от частоты вращения коленчатого вала. В технической характеристике ДВС даются две частоты: для номинального режима работы  $n_H$  и для режима максимального крутящего момента  $n_M$ . Считаем, что в исследованиях изнашивания, более актуальными являются данные для критических режимов работы, включая режим максимального момента. Частота вращения на этом режиме менее зависима от количества цилиндров и назначения двигателя, например для грузового – легкового автомобиля.

Прогнозируемый теоретический предельный износ определится:

$$I_{2T} = \frac{C_H}{H} - C_{II}\Pi = \frac{C_\varepsilon C_n}{\varepsilon n_M} - \frac{C_\varepsilon^1 C_n^1}{\varepsilon n_M} = \frac{C_H}{\varepsilon n_M} \quad (1)$$

где  $C_H, C_{II}, C_\varepsilon, C_n, C_\varepsilon^1, C_n^1, C_{II}$  – коэффициенты пропорциональности.

Известна зависимость ресурса трибосопряжений ДВС от свойств автомобиля. Взаимосвязь автомобиля и ДВС включает энерго-

вооруженность – мощность двигателя на одну тонну полной массы автомобиля, а также соотношение пути поршня к пути автомобиля, определяемое радиусом качения колеса и передаточным числом трансмиссии. Отмечается, что при повышении энерговооруженности уменьшается вероятность езды на пониженных передачах, т. е. режимах работы двигателя, при которых растет путь поршня, соответственно износ и расход топлива. Недостатком метода является введение в исследование двигателя свойств автомобиля, что усложняет анализ, затрудняет прогнозирование ресурса на этапе проектирования ДВС, из-за большого количества анализируемых факторов увеличивается вероятность ошибок.

Технические возможности двигателей, включая мощность, форсирование, ресурс, развиваются параллельно с автомобилями, а также улучшением дорог, обслуживания и т. д. В качестве гипотезы, прогнозируемый теоретический ресурс деталей  $\tau_{2T}$  примем прямо пропорциональным степени сжатия  $\varepsilon$  и частоте вращения коленчатого вала на режиме максимального крутящего момента  $n_M$ :

$$\tau_{2T} = K_{\varepsilon} K_n \varepsilon n_M = K_{\tau} \varepsilon n_M \quad (2)$$

где  $K_{\varepsilon}, K_n, K_{\tau}$  – коэффициенты пропорциональности.

На основании степени сжатия  $\varepsilon$  и частоты вращения коленчатого вала  $n_M$ , эмпирических данных предельного износа  $I_{2\varepsilon}$  и ресурса  $\tau_{2\varepsilon}$ , рассчитываем: коэффициенты пропорциональности  $C_{II} = I_{2\varepsilon} \varepsilon n_M$  и  $K_{\tau} = \frac{\tau_{2\varepsilon}}{\varepsilon n_M}$ ; прогнозируемый теоретический износ  $I_{2T}$ , и ресурс  $\tau_{2T}$ ; соответствие теоретического и эмпирического износа  $\Delta_{II} = \frac{I_{2\varepsilon} - I_{2T}}{I_{2\varepsilon}} 100 \%$  и ресурс  $\Delta_{\tau} = \frac{\tau_{2\varepsilon} - \tau_{2T}}{\tau_{2\varepsilon}} 100 \%$  (таблица).

В расчет ресурса не вошли двигатели грузовых автомобилей ГАЗ-51 и ЗМЗ-53. Разработанный метод учитывает свойства автомобилей, поэтому расчеты для двигателей грузовых и легковых автомобилей должны производиться отдельно.

Зависимости предельного износа и ресурса от степени сжатия и частоты вращения коленчатого вала во многом основаны на физике изнашивания. Считаем, что для исследования такого типа получено высокое соответствие теоретических и эмпирических данных, что позволяет использовать зависимости для прогнозирования долговечности и износостойкости вновь проектируемых ДВС.

На рис. 1, 2 представлены графики изменения предельного износа деталей кривошипно-шатунного механизма и цилиндропоршневой группы при форсировании ДВС. Для всех анализируемых деталей с ростом степени сжатия и частоты вращения коленчатого вала предельный износ уменьшается. Совершенствование проектирования и производство геометрических параметров трущихся поверхностей деталей отстают от форсирования и роста нагрузок в трибосопряжениях ДВС. Увеличение ресурса деталей (рис. 3, 4) связывается с ростом мощности ДВС и повышением энерговооруженности автомобилей, что уменьшает отношение пути трения деталей КШМ и ЦПП к пути – пробегу автомобиля. Дифференцируем уравнения и определим скорость изменения предельного износа и ресурса от степени сжатия:  $I_{2(\varepsilon)}^1 = -\frac{C_{II}}{\varepsilon^2 n_M} \tau_{2(\varepsilon)}^1 = K_\tau n_M = const.$

На рис. 5 представлены скорость изменения предельного износа и ресурса (на примере цилиндров) от степени сжатия. С ростом  $I_{2(\varepsilon)}^1 \rightarrow const$ , аналогично с ростом частоты вращения коленчатого вала  $I_{2(n)}^1 \rightarrow const$ . Это объясняется тем, что с развитием ДВС погрешности проектирования и производства:  $P \rightarrow min = 0$ , а технические возможности, включая ресурс, растут пропорционально форсированию.

Таблица 1 – Прогнозирование предельного износа и ресурса деталей двигателей

Показатель	ГАЗ-51	ГАЗ-69	ЗМЗ-21	ЗМЗ-53	ЗМЗ-24	ЗМЗ-402	ЗМЗ-406	Среднее значение
Год производства	1945	1947	1960	1963	1970	1982	1996	-
$\varepsilon$	6,2	6,7	7,15	7,6	8,2	8,2	9	-
$n_M, \text{мин}^{-1}$	1500	2000	2100	2200	2400	2600	4000	-
Коренные шейки коленчатого вала								
$I_{2\varnothing}, \text{мкм}$	100	160	120	80	70	50	50	-

Продолжение таблицы 1

$C_{II} \cdot 10^4$	93	214	180	134	138	107	180	150
$I_{2T}$ , МКМ	160	110	100	90	80	70	40	-
$\Delta$ , %	60	31	17	12	14	40	20	27
$\tau_{2\varnothing}$ , ТЫС. КМ	60	100	130	120	175	250	250	-
$K_{\tau} \cdot 10^{-4}$		75	86		89	117	69	90
$\tau_{2T}$ , ТЫС. КМ		120	135		177	192	324	-
$\Delta_{\tau}$ , %		20	4		0	23	30	15
Шатунные шейки коленчатого вала								
$I_{2\varnothing}$ , МКМ	140	140	60	30	20	20	15	-
$C_{II} \cdot 10^4$	130	190	90	50	40	40	50	80
$I_{2T}$ , МКМ	90	60	50	50	40	40	20	-
$\Delta$ , %	36	57	17	67	100	100	33	60
$\tau_{2\varnothing}$ , ТЫС. КМ	70	70	120	100	170	220	200	-
$K_{\tau} \cdot 10^{-4}$	-	52	84		86	103	56	75
$\tau_{2T}$ , ТЫС. КМ	-	100	110		150	160	270	-
$\Delta_{\tau}$ , %	-	43	8		12	27	35	25
Цилиндры								
$I_{2\varnothing}$ , МКМ	150	150	230	130	125	115	95	-

Продолжение таблицы 1

$C_H \cdot 10^5$	14	20	35	22	25	25	34	25
$I_{2T}$ , МКМ	270	185	165	150	125	115	70	-
$\Delta_H$ , %	80	23	50	15	0	0	26	27
$\tau_{2Э}$ , ТЫС. КМ	60	80	140	120	300	330	350	-
$K_\tau \cdot 10^{-4}$	-	60	93		152	155	97	110
$\tau_{2T}$ , ТЫС. КМ	-	150	165		220	220	400	-
$\Delta_\tau$ , %	-	87	18		27	33	14	36
Тепловой зазор в замке первого компрессионного кольца								
$I_{2Э}$ , ММ	-	1	0,3	0,2	0,18	0,16	0,14	-
$C_H \cdot 10^3$	-	13	4,5	3,3	3,5	3,4	5	5,5
$I_{2T}$ , МКМ	-	0,42	0,35	0,30	0,28	0,26	0,15	-
$\Delta_H$ , %	-	58	17	50	56	63	7	42
$\tau_{2Э}$ , ТЫС. КМ	-	60	70	60	100	180	190	-
$K_\tau \cdot 10^{-4}$	-	45	47	-	51	84	53	56
$\tau_{2T}$ , ТЫС. КМ		75	85		110	120	200	-
$\Delta_\tau$ , %	-	25	20	-	10	33	5	20

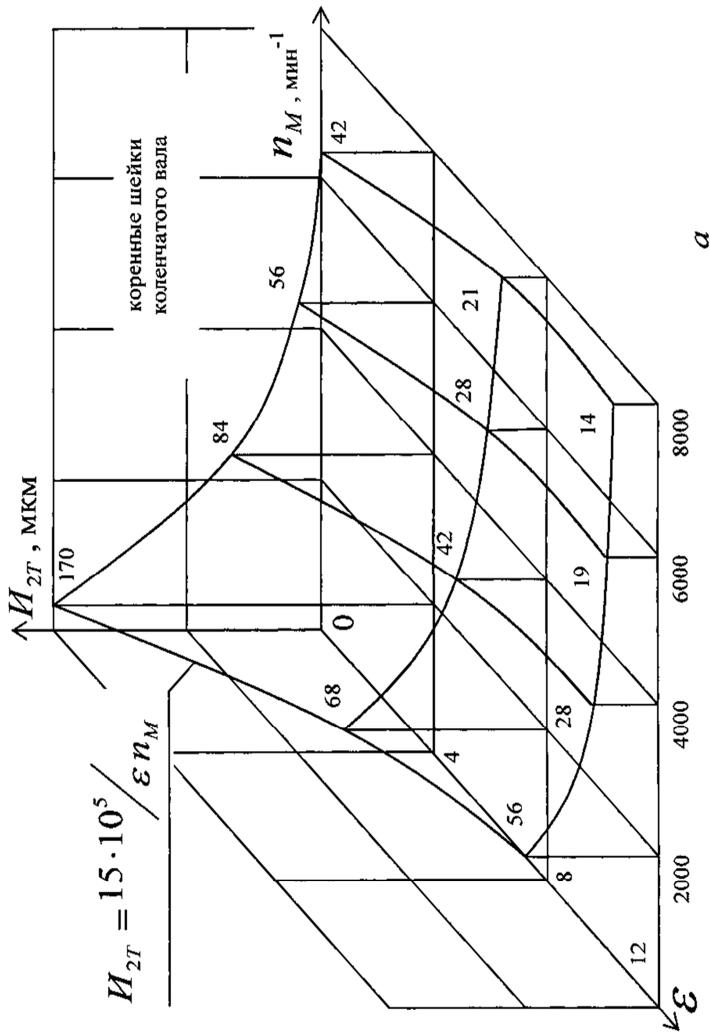


Рисунок 1а – Прогнозирование предельного износа коренных шеек коленчатого вала

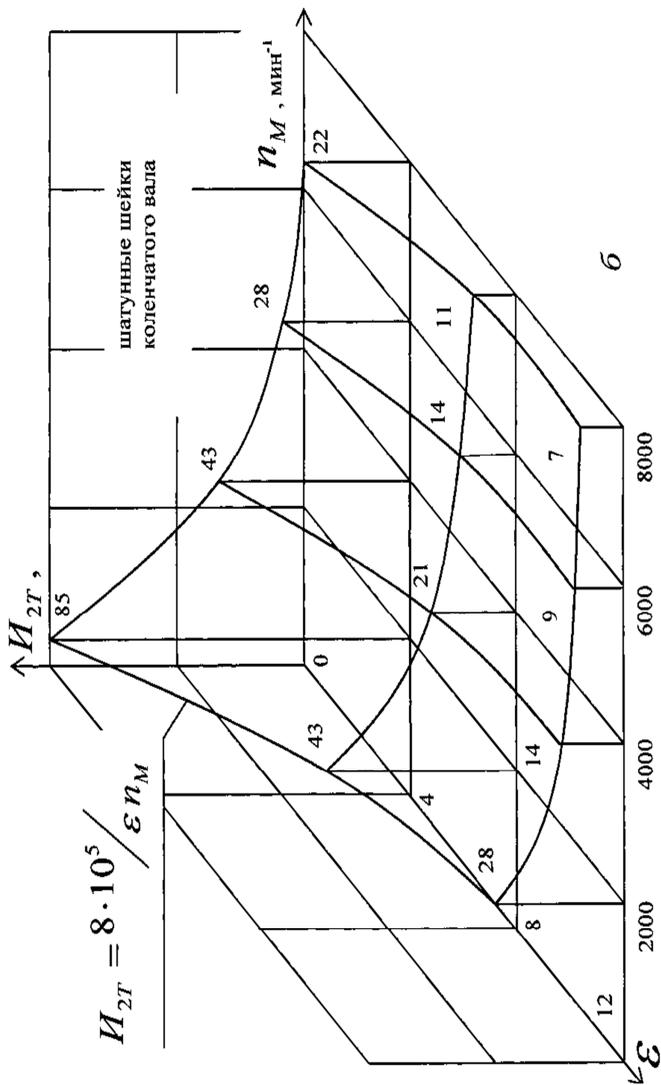


Рисунок 16 – Прогнозирование предельного износа шатунных шеек коленчатого вала

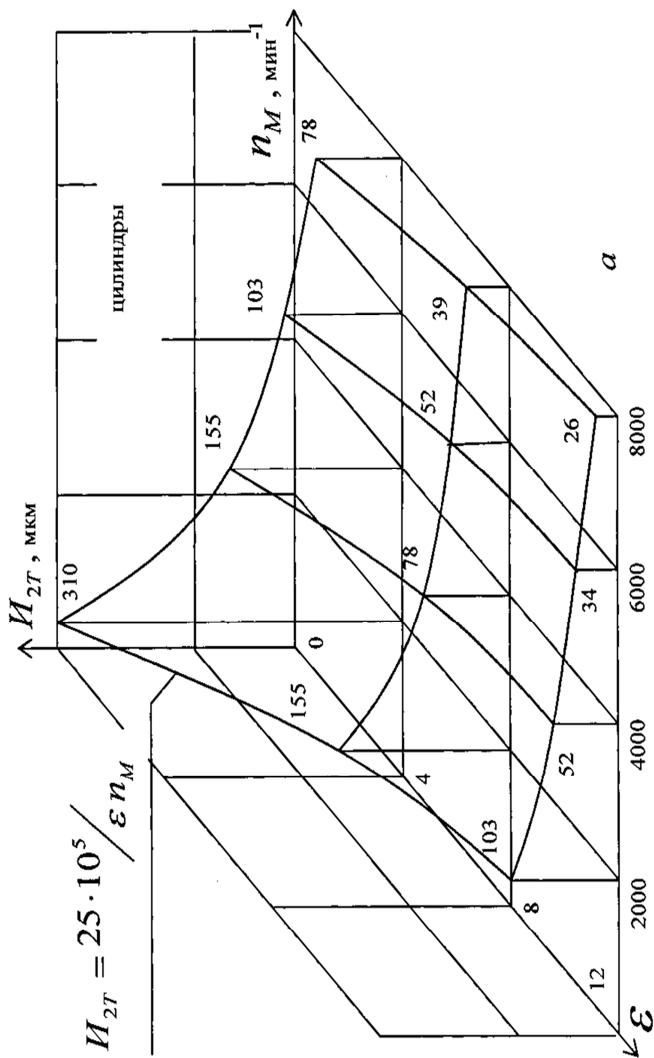


Рисунок 2а – Прогнозирование предельного износа цилиндров

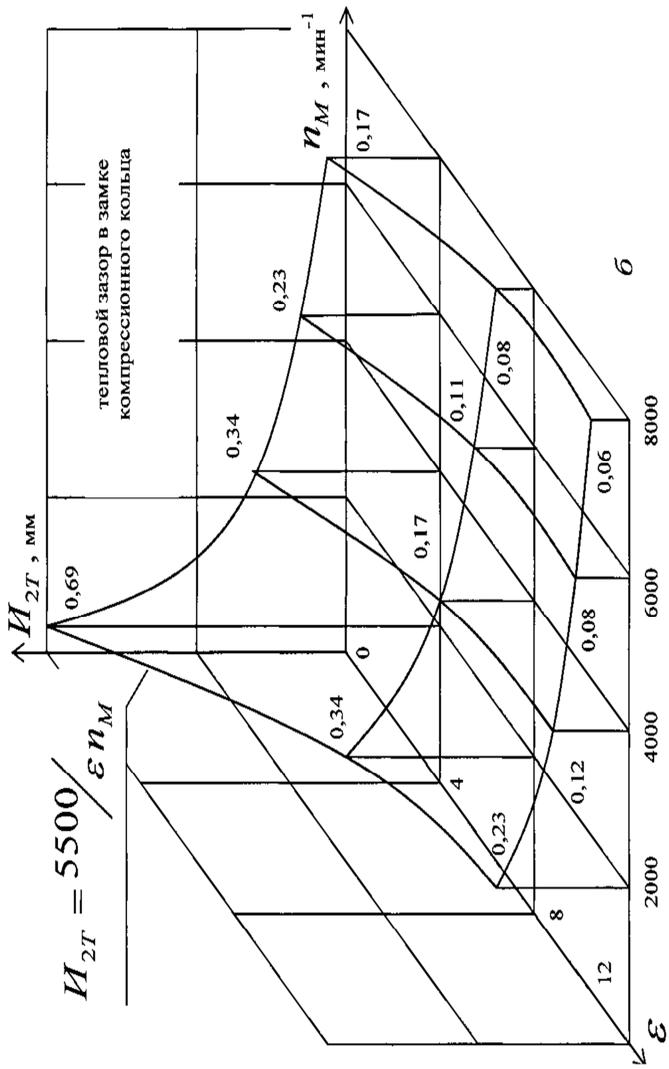


Рисунок 2б –Прогнозирование предельного износа компрессионных колец

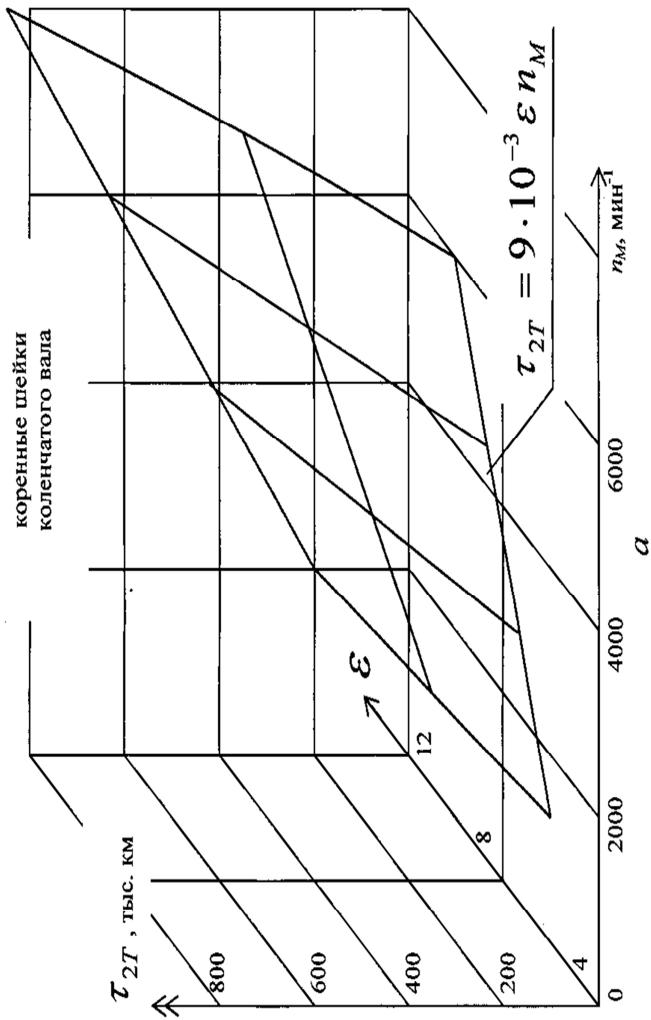


Рисунок За – Прогнозирование ресурса коренных шеек коленчатого вала

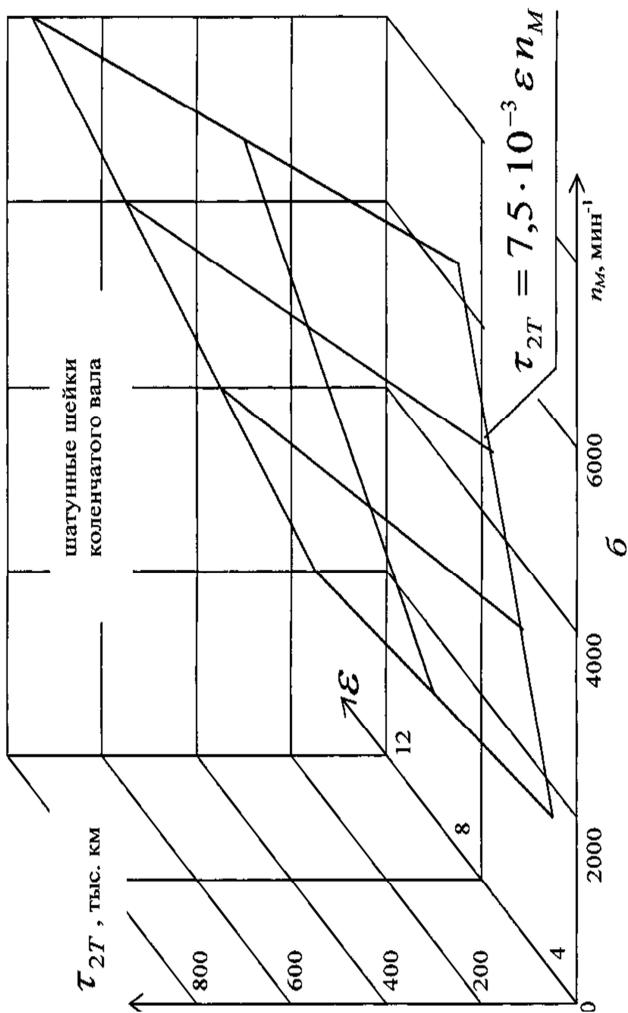


Рисунок 36 – Прогнозирование ресурса шатунных шеек коленчатого вала

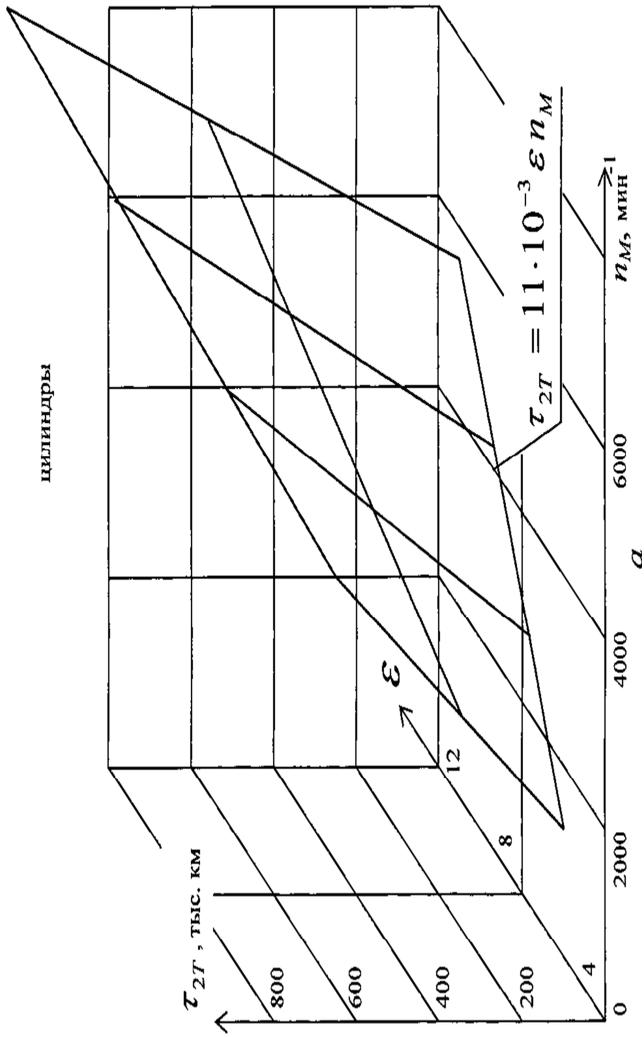


Рисунок 4а – Прогнозирование ресурса цилиндров

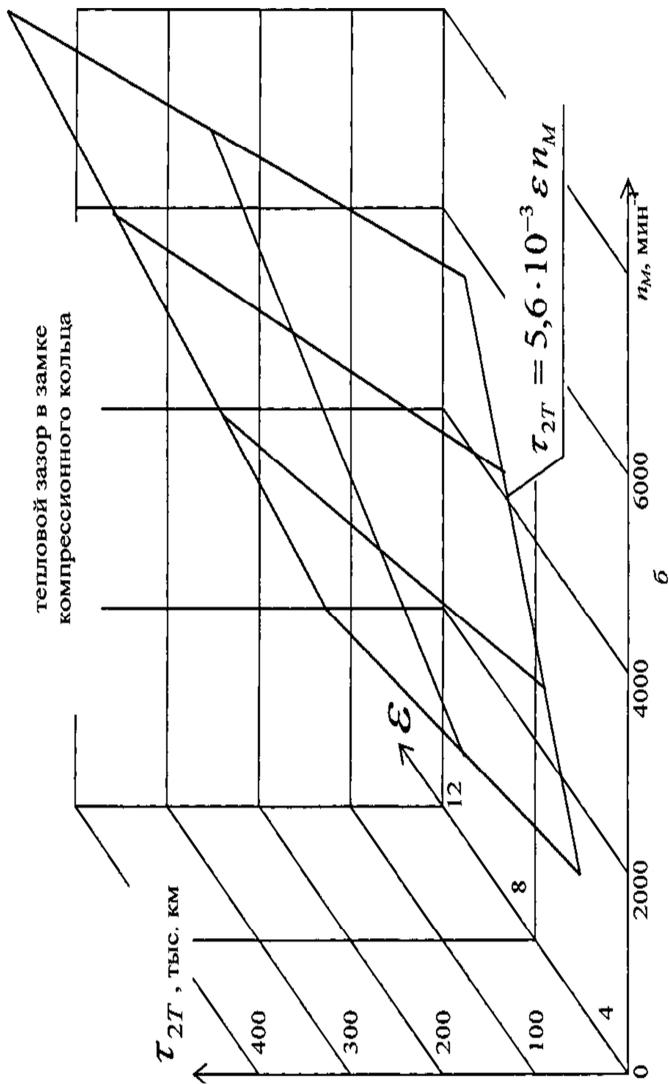


Рисунок 46 – Прогнозирование ресурса компрессионных колец

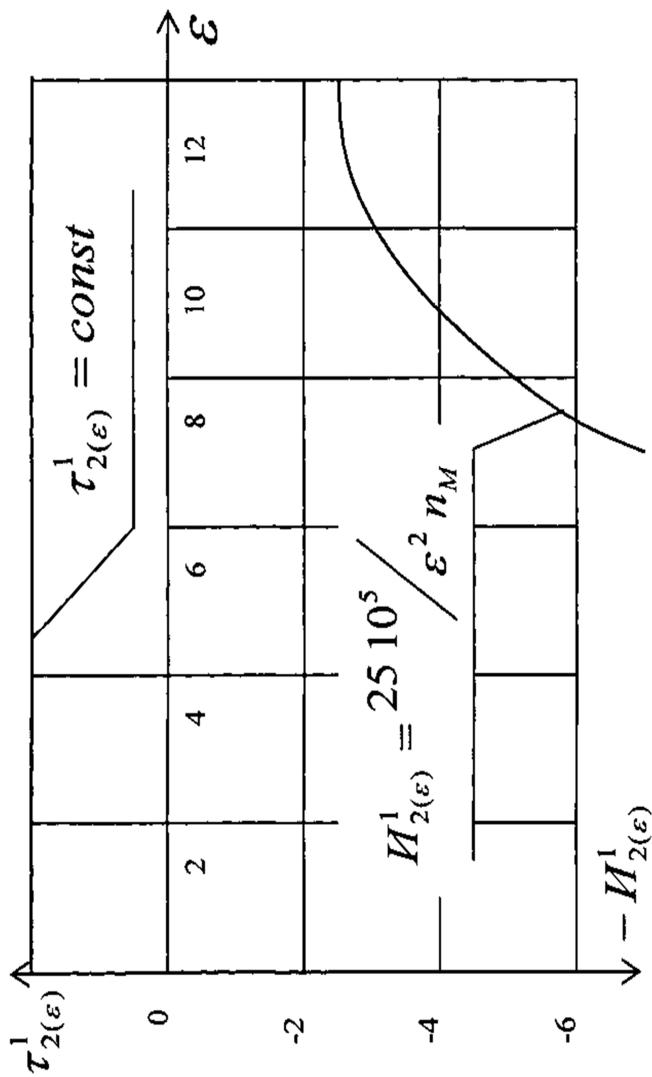


Рисунок 5 – Скорость изменения предельного износа и ресурса от степени сжатия

## ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели Заволжского моторного завода / Минеев А. М. и др. Нижний Новгород. Издательство Нижегородского государственного университета им. Н. И. Лобачевского, 1998. 256 с.

2. Оценка проектирования и изготовления трибосопряжений / Коченов В. А. и др. // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 12. С.56 .

### **DEPENDENCE OF DETERIORATION LIMIT, RESOURCE AND PARTS DUE TO ICE FORCING**

**Keywords:** *deterioration limit, resource, compression degree, forcing, frequency of rotation of the crankshaft.*

**Annotation.** *Based on the physics of deterioration and empirical data the dependence of the deterioration limit and a resource of details of the compression rate and the speed of the crankshaft is determined.*

---

**ГОЕВА ВЕРА ВЛАДИМИРОВНА** – доцент кафедры «Тракторы и автомобили», Нижегородский государственный инженерно-экономический институт, Россия, Княгинино, (triamur@mail.ru).

**GOEVA VERA VLADIMIROVNA** – docent of the chair «Traktors and cars», Nizhny Novgorod state engineering and economic institute, Russia, Knyaginino, (triamur@mail.ru).

**ГРИШИН НИКОЛАЙ ЕВГЕНЬЕВИЧ** – старший преподаватель кафедры «Тракторы и автомобили», Нижегородский государственный инженерно-экономический институт, Россия, Княгинино, (triamur@mail.ru).

**GRISHIN NIKOLAY EVGENYEVICH** – senior lecturer of the chair «Tractors and cars», Nizhny Novgorod state engineering and economic institute, Russia, Knyaginino, (triamur@mail.ru).

**КОЧЕНОВ ВЛАДИМИР АЛЕКСАНДРОВИЧ** – кандидат технических наук, доцент, «Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия», Россия, Нижний Новгород, (cheriraida@mail.ru).

**KOCHENOV VLADIMIR ALEKSANDROVICH** – docent, candidate of technical sciences, «Nizhny Novgorod state agricultural academia»(cheriraida@mail.ru).

---