

Машиностроение

УДК 621.517, 681.142.36

А.Д. Абрамов

ОЦЕНКА МИКРОГЕОМЕТРИИ ПОВЕРХНОСТИ ЛОПАТОК ГТД НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ИХ АВТОКОРРЕЛЯЦИОННЫХ ФУНКЦИЙ

Предложен новый подход к оценке микрогеометрии поверхностей деталей машин и механизмов после финишной обработки. В основу определения микрогеометрии положен метод, основанный на применении оптико-электронных средств и компьютерных технологий. Приведены результаты оценки микрогеометрии поверхности деталей после шлифования и полирования.

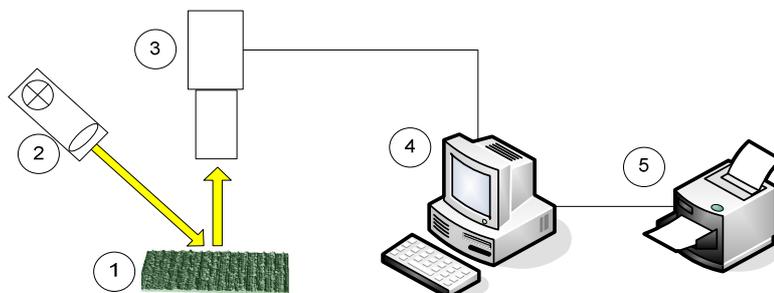
Качество поверхности с точки зрения микрогеометрии во многих случаях является определяющим фактором, влияющим на долговечность и надежность деталей машин при их эксплуатации. Так, например, шероховатость поверхности лопаток авиационных двигателей во многом определяет, причем не в последнюю очередь, долговечность лопаток, расход топлива, а также мощность работы самого двигателя.

В настоящее время о микро- и макронеровностях судят по профилограммам поверхности. Для этого используются бесконтактные и контактные методы, такие как метод интерференции падающего и отраженного светового потока и теневой проекции, растровые и рефлектометрические методы, метод слепков, метод ошупывания световым лучом и профильный метод.

Среди профильных методов наибольшее распространение получил щуповой метод, при котором алмазная игла перемещается по поверхности детали. Информация о колебаниях иглы при перемещении по исследуемой поверхности является основой для определения таких параметров шероховатости, как среднеарифметическое отклонение профиля поверхности (R_a), высота шероховатости профиля (R_z) и т.п. [1].

Наряду с несомненными достоинствами профильных методов оценки шероховатости поверхности следует отметить их недостатки:

- аппаратуру для этих методов можно использовать только в лабораторных условиях;
- непосредственно измерять шероховатость можно у деталей ограниченных размеров, как правило, имеющих простые поверхности (плоская, цилиндрическая и т.д.);
- профилограммы не дают комплексной оценки распределения микронеровностей по поверхности детали;
- для многих изделий требуется изготовление специальных оправок;
- для некоторых изделий использование алмазной иглы вообще недопустимо, так как при ее перемещении на исследуемой поверхности остаются микрповреждения.



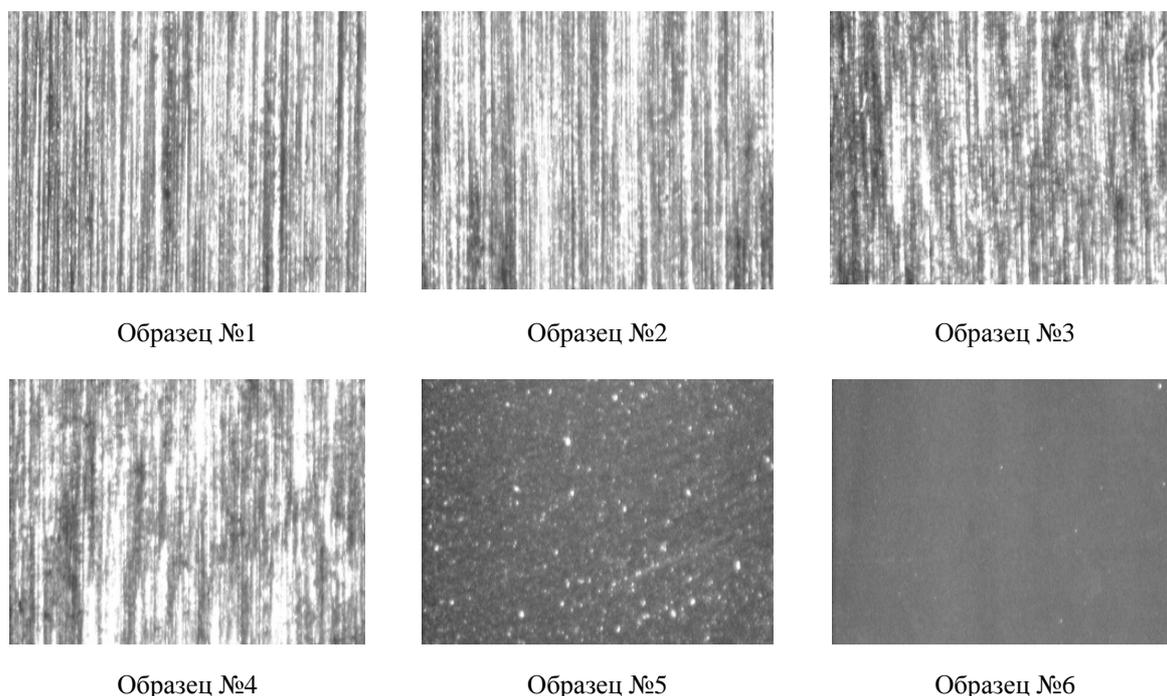
Р и с. 1. Схема исследовательского комплекса: 1 – исследуемая поверхность; 2 – источник параллельного светового потока; 3 – видеокамера; 4 – компьютер; 5 – принтер

В работе предложен новый метод оценки шероховатости поверхности с помощью исследовательского комплекса, который включает оптико-электронные средства (рис. 1) и программное обеспечение, позволяющее обрабатывать видеоизображения исследуемых поверхностей в соответствии с методикой, изложенной ниже.

В качестве исследуемых поверхностей были взяты четыре образца с различной шероховатостью, полученных плоским шлифованием (1 – 4) из ст. 40, образец (5) изготовлен с помощью полирования абразивными шкурками и образец (6) – эталонная поверхность зеркала.

Для этих же образцов на профилографе модели SJ-201P были записаны профилограммы и определены стандартные параметры шероховатости: образец №1 – $R_a=1.5$ мкм, образец №2 – $R_a=0.75$ мкм, образец №3 – $R_a=0.38$ мкм, образец №4 – $R_a=0.18$ мкм, образец №5 – $R_a=0.048$ мкм и образец №6 – $R_a=0.022$ мкм.

Оптико-электронная система комплекса была настроена таким образом, что анализируемая поверхность эталонных образцов имела размер $3 \times 2,5$ мм. Световой поток падал на исследуемую поверхность под углом 45° . Формат видеокadra, записываемого в память компьютера, составлял 320×240 пикселей. Видеоизображения этих поверхностей приведены на рис. 2.



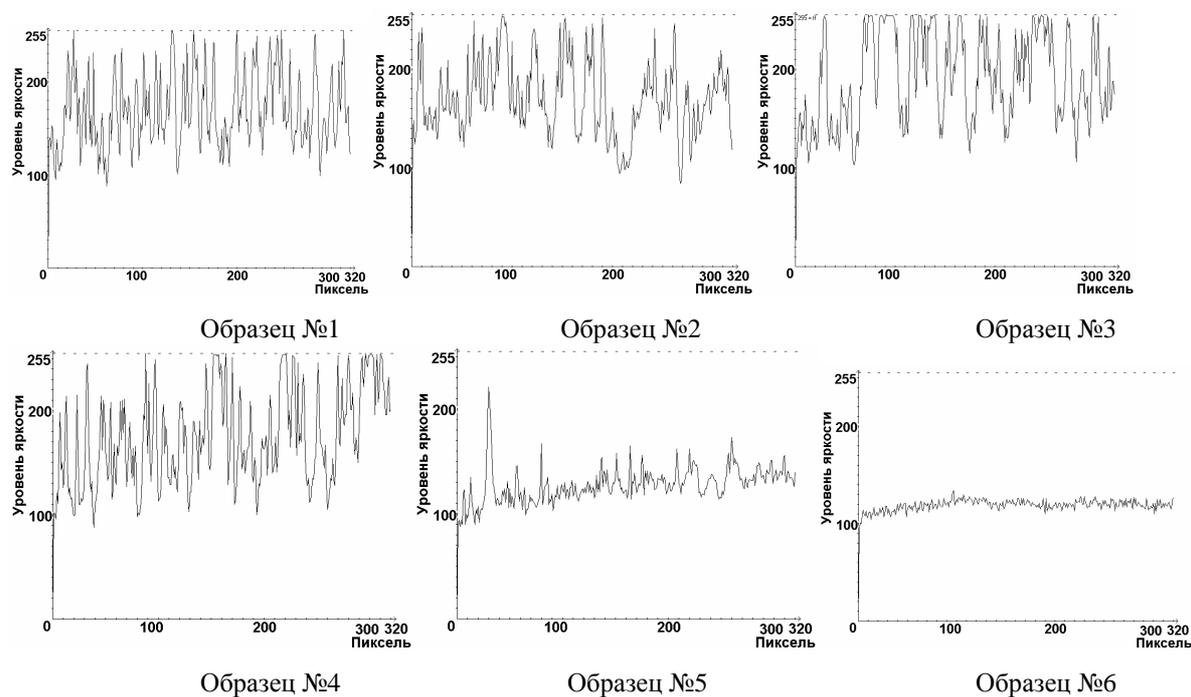
Р и с. 2. Видеоизображения исследуемых поверхностей

Как видно из приведенных рисунков, выбранные для исследования образцы существенно отличаются друг от друга по внешнему виду.

В полученных видеоизображениях исследуемых поверхностей на каждый пиксель отводилось 3 байта. Следовательно, при использовании черно-белой видеокамеры данная информация является избыточной. В связи с этим на первом этапе было выполнено преобразование исходного изображения поверхности с помощью специально разработанной программы в формат 1 пиксель – 1 байт и при этом удалялся заголовок файла в исходном изображении. Таким образом, диапазон изменения видеосигнала по яркости составил 0 – 255 условных единиц. Характерные изменения уровня яркости по строке видеокadra поверхностей исследуемых образцов приведены на рис. 3.

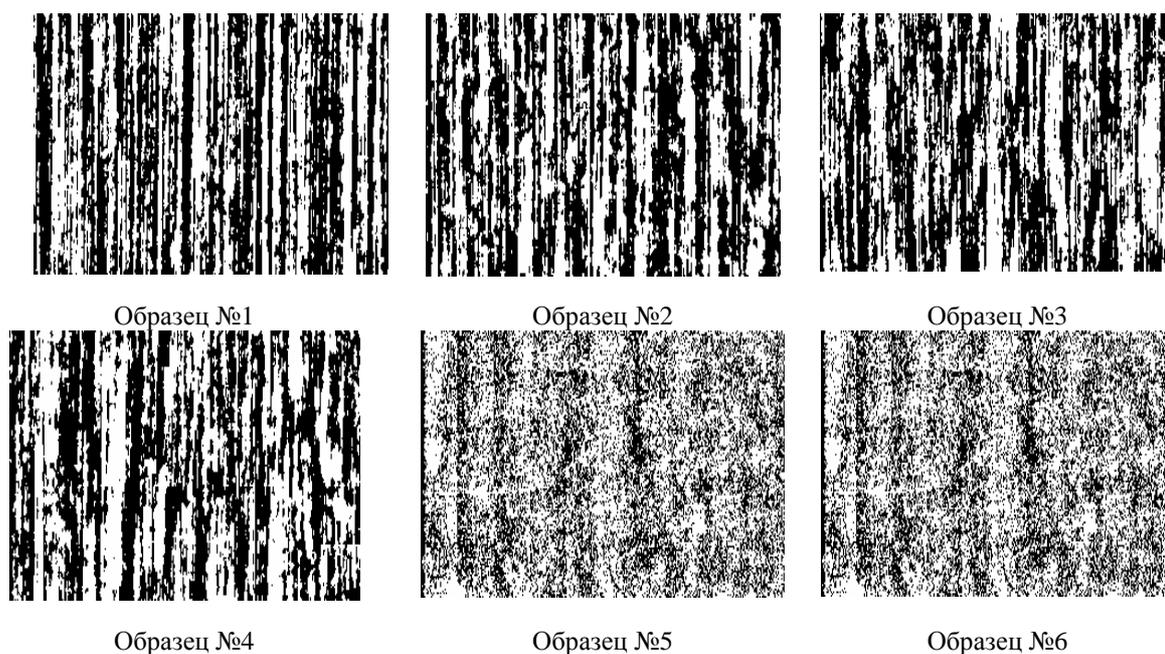
Анализ уровня яркости видеосигналов показывает, что для шлифованных поверхностей образцов №1, ... 4 видеосигналы мало отличаются по амплитуде. С другой стороны, когда мы приходим к полированным поверхностям образцов №5, №6, то амплитуда видеосигнала значительно падает. Это легко объяснить тем, что чем меньше шероховатость, тем большая часть отраженного светового потока проходит мимо объектива, расположенного под углом 90° по отношению к исследуемой поверхности. Из приведенных данных видно, что по амплитуде отраженного сигнала можно отличить шлифованные поверхности от полированных, но различать шлифованные поверхности по шероховатости друг от друга с большой достоверно-

стью не представляется возможным. У полированных поверхностей средняя амплитуда отраженного видеосигнала, как видно из приведенных графиков (образец 5 и 6), также изменяется незначительно. Кроме того, из радиотехники известно, что амплитудная модуляция является самой низкой по критерию помехоустойчивости [3].



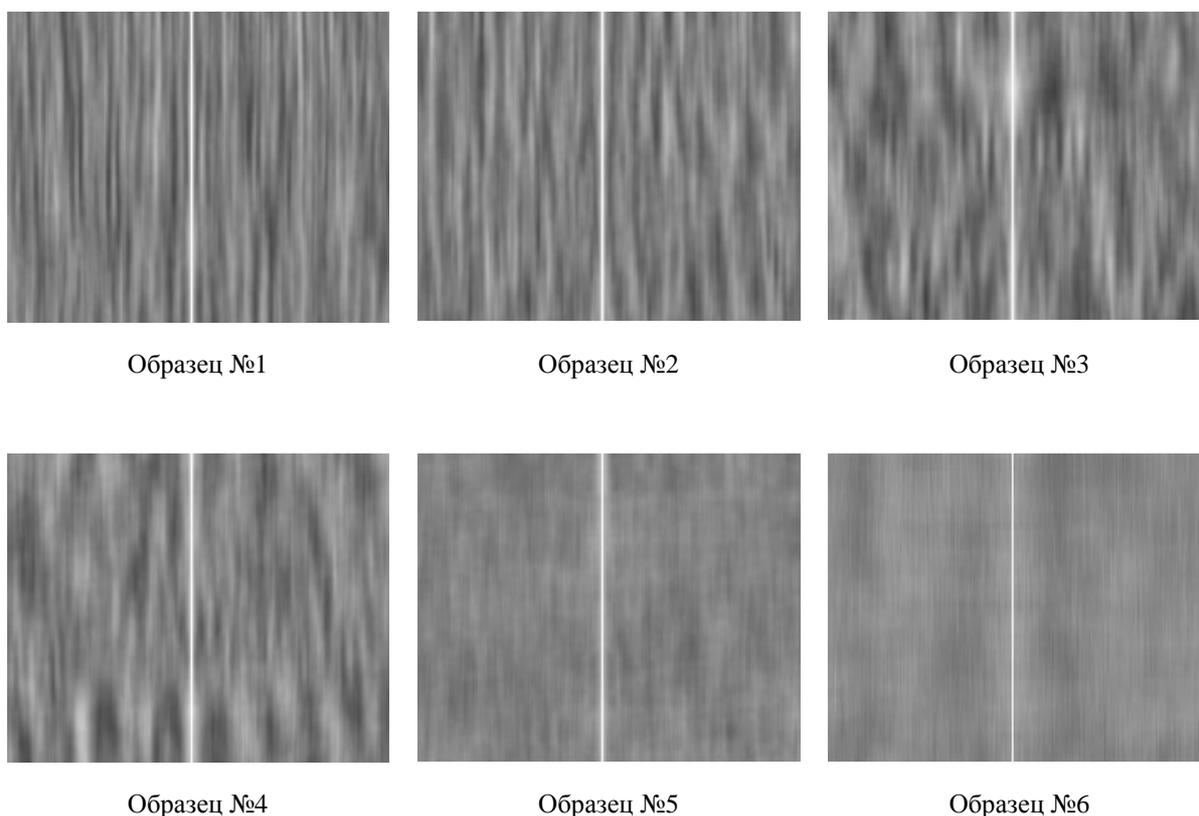
Р и с. 3. Уровень яркости видеосигналов исследуемых поверхностей образцов

Для определения признаков, по которым можно достаточно надежно идентифицировать исследуемую поверхность, т.е. отнести ее к тому или иному диапазону шероховатости, была разработана следующая методика, которая существенно отличается от методики, приведенной в работе [2]. Многоградационное по яркости черно-белое изображение преобразовывалось в бинарное по следующему алгоритму. Весь кадр разбивался на окна размером 32x32 пикселя, и в каждом окне подсчитывался средний уровень яркости V_{cp} . Далее яркость каждого пикселя V_i из выделенного окна сравнивалась с V_{cp} в окне и производилось его преобразование по правилу: $V_i=0FFh$, если $V_i \geq V_{cp}$, и $V_i=00h$, если $V_i < V_{cp}$, где $1 \leq i \leq 1024$.



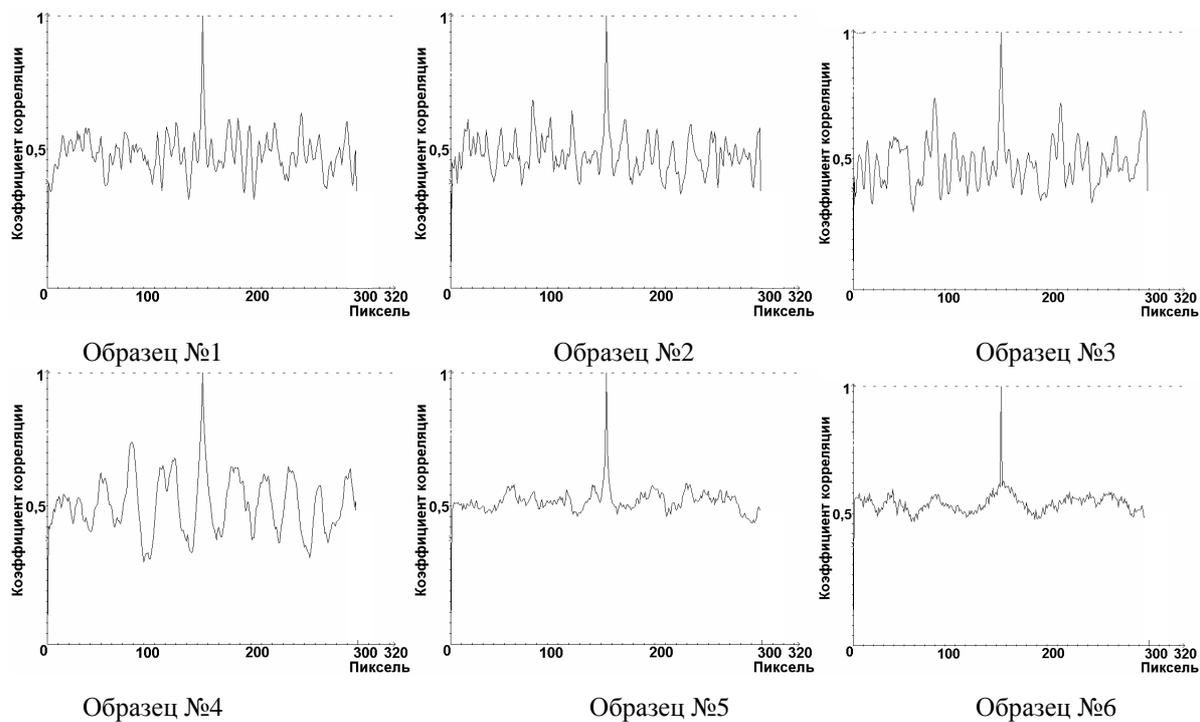
Р и с. 4. Бинарные изображения исследуемых поверхностей

Полученные бинарные изображения (рис. 4) позволяют различать поверхности с различной шероховатостью после отмеченной выше механической обработки. Делалось это следующим образом. В бинарном изображении исследуемой поверхности начиная с первой верхней строки выделялась полоса 320x32 пикселя. По центру этой полосы задавался эталон размером 32x32 пикселя. Этот эталон перемещался по всей выделенной полосе с шагом в 1 пиксель. При каждом совмещении эталона с текущим фрагментом бинарного изображения подсчитывалась сумма совпавших пикселей в эталоне и текущем фрагменте. Этой сумме придавалось смысловое значение коэффициента корреляции. Для получения нормированного коэффициента корреляции найденная сумма делилась на 1024. Таким образом, при полном совпадении эталона и текущего фрагмента изображения коэффициент корреляции принимал значение, равное 1, которому в памяти компьютера противопоставлялся байт со значением 0FFH. Нулевому значению коэффициента корреляции при полном несовпадении эталона и текущего фрагмента соответствовал байт со значением 00H. После подсчета автокорреляционной функции в выделенной полосе задавалась следующая полоса того же формата, но смещенная вниз по вертикали на один пиксель, и в ней производились те же самые вычисления, что и в первой полосе. Общее количество таких полос в кадре из 320x240 пикселей было равно 208 штук, а количество найденных коэффициентов корреляции в полосе составило 298 значений. Таким образом, после обработки всего бинарного кадра получалась многоградационная автокорреляционная поверхность размером 298x208 байт (рис. 5).

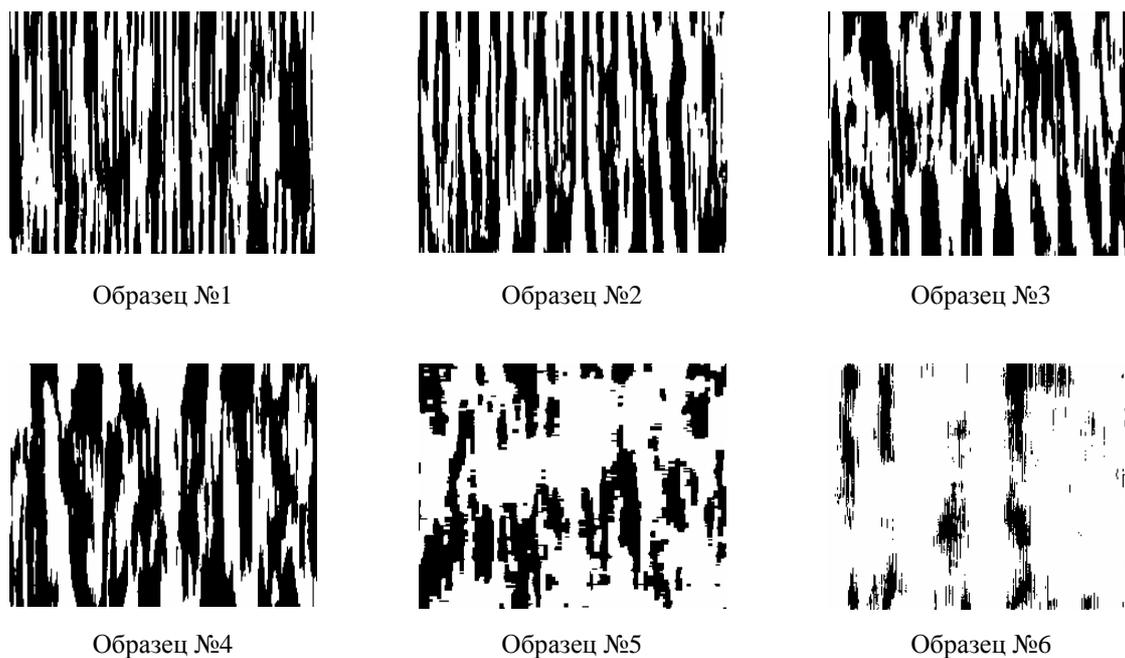


Р и с. 5. Нормированные автокорреляционные поверхности исследуемых образцов

Характерные изменения нормированных корреляционных сигналов приведены на рис. 6. Их анализ показывает, что в отличие от изменения уровня яркости видеосигналов наблюдается четкая тенденция к увеличению периода корреляционного сигнала с уменьшением шероховатости для шлифованных образцов, а для полированного образца и зеркала – резкое падение амплитуды сигнала с удалением от места взятия эталона. Это также свидетельствует о том, что в данных образцах резко возрастает доля случайной компоненты. Для более четкого выделения отмеченного признака была предложена следующая методика.



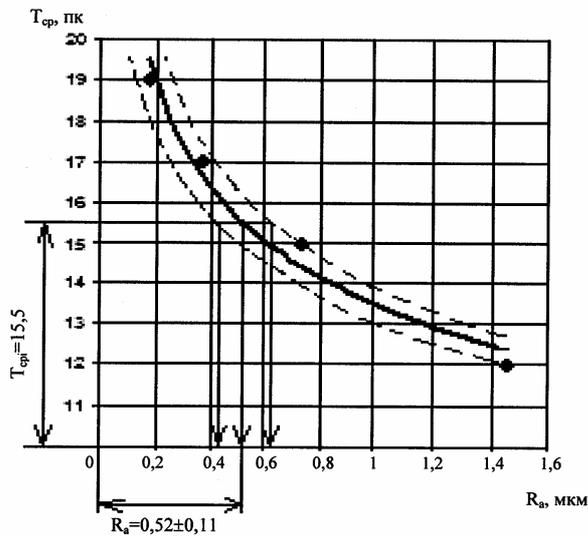
Р и с. 6. Графики изменения нормированных корреляционных сигналов исследуемых поверхностей



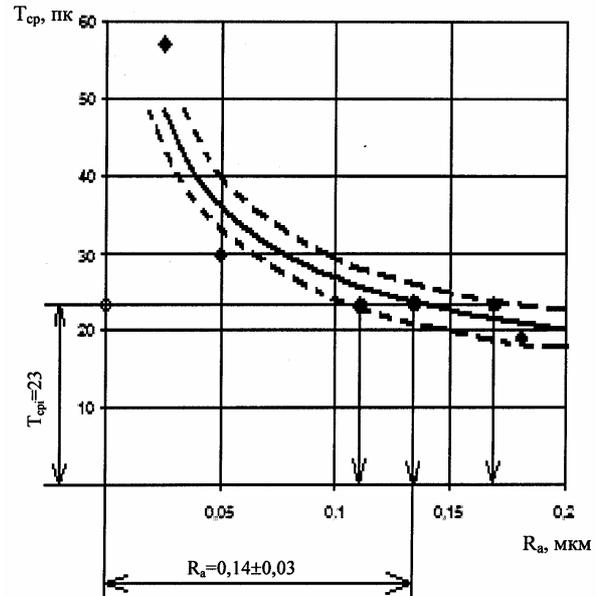
Р и с. 7. Бинарные изображения двумерных автокорреляционных поверхностей

Автокорреляционные поверхности, приведенные на рис. 5, также преобразовывались в бинарные. При этом, если исходный пиксель был равен или больше 128 усл. ед., что соответствует коэффициенту корреляции 0,5, его значение принималось равным $\emptyset FFH$, если меньше 128 усл. ед., ему ставилось в соответствие значение $\emptyset \emptyset H$. Полученные бинарные изображения автокорреляционных поверхностей приведены на рис. 7.

Отметим, что в бинарных автокорреляционных поверхностях также наблюдается направленность процесса резания, в которой чередуются черные и белые полосы. При этом у шлифованных образцов текстура носит более регулярный характер, особенно у образцов с большей шероховатостью. Для получения статистической информации о распределении периодов изменения коэффициентов корреляции на уровне 0,5 по всему бинарному изображению была разработана соответствующая программа.



Р и с. 8. Зависимость ($T_{ср}$) от величины (R_a) при шлифовании



Р и с. 9. Зависимость ($T_{ср}$) от величины (R_a) при полировании

Результаты подсчета периода $T_{ср}$ (пикселей) для каждого исследуемого образца, а также среднеарифметическое отклонение профиля для исследуемых образцов приведены на рис. 8.

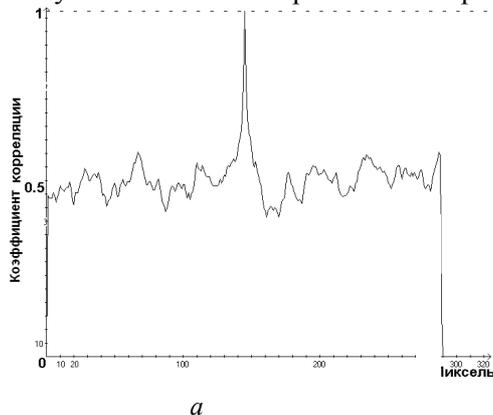
Из приведенных данных видно, что с увеличением шероховатости поверхности R_a разброс $T_{ср}$ повышается. На рис. 8 показаны максимальные и минимальные значения $T_{ср}$ для операций шлифования. Аналогичные данные получены и на операциях полирования (рис. 9).

Рассмотренная выше методика оценки шероховатостей применялась при оценке шероховатости поверхности профиля пера лопатки 1 ступени ГТД.

Предварительно профиль лопатки шлифовался накатными абразивными кругами на полировальных бабках. Лопатка 1 ступени турбины изготовлена из жаропрочного сплава на никелевой основе ЖС6ФИ. Обработка производилась абразивными зёрнами из электрокорунда белого (24А) с режимами: скорость круга 45 м/с, ручная врезная подача. В производственных условиях шероховатость поверхности определялась визуально по эталонам сравнения. Исследования показали, что шероховатость поверхности по профилю поверхности неравномерна, есть участки с большими рисками. Наличие глубоких рисок повышает время обработки на операции полирования. Полирование производилось на виброконтатном станке ЛВП4 абразивными шкурками на бумажной основе зёрнами 24А зернистостью 5.



Р и с. 10. Лопатка 1 ступени турбины авиационного двигателя, профиль поверхности полирован на виброконтатном станке ЛВП-4



Р и с. 10. Коэффициент корреляции (а) и бинарное изображение (б) автокорреляционной поверхности участка лопатки

Для анализа были взяты участки поверхности лопатки после операции шлифования и полирования. На рис. 10 приведены характерные изменения коэффициента корреляции (а) и бинарная автокорреляционная поверхность (б) выбранного участка полированной лопатки.

Обработка результатов эксперимента показала, что после шлифования $T_{cp} = 15,5$ пикселя, а после операции полирования $T_{cp} = 23,25$ пикселя. Нанося эти значения на графики $T_{cp} = F(R_a)$ (см. рис. 8 и 9), получаем среднее арифметическое отклонение профиля участка лопатки после шлифования, равное 0.52-0,11 мкм и 0.14-0.03 мкм, что вполне согласуется с техническими условиями, предъявляемыми к шероховатостям отмеченных изделий. Аналогичные данные получены и на других участках поверхности лопатки, которые укладываются в данные пределы.

Таким образом, рассмотренный исследовательский комплекс и методика оценки шероховатости поверхностей на основе анализа автокорреляционных функций, полученных по видеозображениям этих поверхностей, дают возможность оперативного, не повреждающего поверхность контроля качества изготовления деталей, где щуповые и иные методы неприемлемы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дунин-Барковский И.В., Карташова А.Н. Измерение и анализ шероховатости, волнистости и некруглости поверхности. М: Машиностроение, 1987. 232 с.
2. Абрамов А.Д., Носов Н.В. Бесконтактный метод оценки шероховатости поверхности крупногабаритных деталей // Высокие технологии в машиностроение: Матер. междунар. науч.-техн. конф. Самара, 2005.
3. Солонина А.И. Удахович Д.А. и др. Основы цифровой обработки сигналов. СПб.: БХВ Петербург, 2003. 600 с.

Статья поступила в редакцию 28 ноября 2006 г.

УДК 20.46

А.И. Глухенький

КОМПЬЮТЕРНЫЙ ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Рассматривается альтернативный метод оптимизации параметров деталей и узлов механизмов и машин, отличающийся от традиционных методов тем, что он не требует составления специальных уравнений и нахождения экстремума функции. Недостаток традиционных методов заключается в том, что они часто сопряжены со значительными математическими трудностями. Компьютерные технологии позволяют решать задачи оптимизации параметров деталей и узлов механизмов и машин существенно проще. Это показано на примере выбора оптимальных подшипников качения.

1. Ключевая информация

Подшипники качения рассчитывают на долговечность по динамической грузоподъемности при частоте вращения кольца $n \geq 1$ мин⁻¹ и подбирают по статической грузоподъемности при $n < 1$ мин⁻¹ при нагружении в неподвижном состоянии.

Динамическая и статическая грузоподъемности подшипника зависят от его серии, которая связана с габаритными размерами и конструкцией. Всего имеется семь серий: сверхлёгкая, особо лёгкая, лёгкая, лёгкая широкая, средняя, средняя широкая и тяжелая.

Есть два метода выбора подшипников качения [1].

1. Подшипники предварительно подбирают по конструктивным соображениям, а затем рассчитывают их на долговечность и сравнивают её с заданным ресурсом машины или механизма. При этом учитывается динамическая грузоподъемность, приведённая нагрузка и частота вращения кольца подшипника. Расчётная долговечность подшипника должна быть равна или больше заданного ресурса машины или механизма. А так как нет четкого критерия, по которому можно было бы однозначно выбрать оптимальную динамическую грузоподъемность подшипника, то задача решается методом проб и ошибок. При некоторых значениях динамической грузоподъемности долговечность подшипников может оказаться недостаточной, при других – чрезвычайно избыточной. Выбор оптимальных подшипников при таком подходе требует много времени и труда.

2. Вычисляют требуемую динамическую грузоподъёмность подшипников, а затем, пользуясь каталогом или справочником, подбирают подшипники, динамическая грузоподъёмность которых больше или равна требуемой. Такой подход менее трудоёмкий, но тоже занимает немало времени.

В [2], [3], [4] описан выбор, расчет и контроль годных, безопасных подшипников качения по программам 2D CAD (AutoCAD, AutoCAD LT, IntelliCAD и др.) и 3D CAD в соответствии со стандартами ISO, DIN, BS и др.

Подшипники, долговечность которых в несколько раз превышает ресурс машины, годные и безопасные, но они не являются оптимальными. Оптимальные – это такие подшипники, которые являются не только годными и безопасными, но и характеризуются долговечностью, незначительно превышающей ресурс машины.

Предлагаемый метод отличается тем, что позволяет рассчитывать и выбирать именно оптимальные подшипники.

Для практической реализации этого метода необходима перестройка существующих таблиц подшипников. Сущность перестройки заключается в том, что подшипники каждого диаметра располагаются в порядке увеличения их динамической грузоподъёмности. Каждой таблице присвоено имя и введены идентификаторы на все параметры подшипников.

Кроме того, в существующих таблицах по определению коэффициентов радиальной X и осевой Y нагрузок отношения осевых сил к статическим грузоподъёмностям дискретны. Для компьютерных технологий они тоже не годятся. Их необходимо изменить так, чтобы непрерывно перекрывался весь диапазон отношений осевых сил, действующих на подшипники, к статическим грузоподъёмностям. Такие таблицы для шариковых радиальных однорядных подшипников расположены ниже. При их составлении использованы справочники [5], [6].

Т а б л и ц а 1

Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75)

I	I.A	I.d	I.D	I.B	I.R	I.C	I.Co
	Условные обозначения	d мм	D мм	B мм	r мм	C Н	Co Н
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1000900	10	22	6	0,5	3340	1350
2	100	10	26	8	0,5	4620	1960
3	200	10	30	9	1,0	5900	2650
4	300	10	35	11	1,0	8060	3750
5	-	10	-	-	-	-	-
1	1000901	12	24	6	0,5	3390	1350
2	101	12	28	8	0,5	5070	2240
3	201	12	32	10	1,0	6890	3100
4	301	12	37	12	1,5	9750	4650
5	-	12	-	-	-	-	-
1	1000902	15	28	7	0,5	3480	1480
2	-	15	-	-	-	-	-
3	202	15	35	11	1,0	7800	3550
4	302	15	42	13	1,5	11400	5400
5	-	15	-	-	-	-	-
1	1000903	17	30	7	0,5	3640	1650
2	-	17	-	-	-	-	-
3	203	17	40	12	1,0	9560	4500
4	303	17	47	14	1,5	13500	6650
5	403	17	62	17	2,0	22900	11800
1	1000904	20	37	9	0,5	6550	3040
2	104	20	42	12	1,0	9360	4500
3	204	20	47	14	1,5	12700	6200
4	304	20	52	15	2,0	15900	7800
5	-	20	-	-	-	-	-
1	1000905	25	42	9	0,5	7320	3680
2	105	25	47	12	1,0	11200	5600

3	205	25	52	15	1,5	14000	6950
4	305	25	62	17	2,0	22500	11400
5	405	25	80	21	2,5	36400	20400
1	1000906	30	47	9	0,5	7590	4000
2	106	30	55	13	1,5	13300	6800
3	206	30	62	16	1,5	19500	10000
4	306	30	72	19	2,0	28100	14600
5	406	30	90	23	2,5	47000	26700
1	1000907	35	56	10	1,0	10400	5630
2	107	35	62	14	1,5	15900	8500
3	207	35	72	17	2,0	25500	13700
4	307	35	80	21	2,5	33200	18000
5	407	35	100	25	2,5	55300	31600
1	1000908	40	62	12	1,0	12200	6900
2	108	40	68	15	1,5	16800	9300
3	208	40	80	18	2,0	32000	17800
4	308	40	90	23	2,5	41000	22400
5	408	40	110	27	3,0	63700	36500
1	1000909	45	68	12	1,0	14300	8150
2	109	45	75	16	1,5	21200	12200
3	209	45	85	19	2,0	33200	18600
4	309	45	100	25	2,5	52700	30000
5	409	45	120	29	3,0	76100	45500
1	-	50	-	-	-	-	-
2	110	50	80	16	1,5	21600	13200
3	210	50	90	20	2,0	35100	19800
4	310	50	110	27	3,0	65800	36000
5	410	50	130	31	3,5	87100	52000
1	1000911	55	80	13	1,5	16000	10000
2	111	55	90	18	2,0	28100	17000
3	211	55	100	21	2,5	43600	25000
4	311	55	120	29	3,0	71500	41500
5	411	55	140	33	3,5	100000	63000
1	1000912	60	83	13	1,5	16400	10600
2	112	60	95	18	2,0	29600	18300
3	212	60	110	22	2,5	52000	31000
4	312	60	130	31	3,5	81900	48000
5	412	60	150	35	3,5	108000	70000
1	1000913	65	90	13	1,5	17400	11900
2	113	65	100	18	2,0	30700	19600
3	213	65	120	23	2,5	56000	34000
4	313	65	140	33	3,5	92300	56000
5	413	65	160	37	3,5	119000	78100
1	-	70	-	-	-	-	-
2	114	70	110	20	2,0	37700	24500
3	214	70	125	24	2,5	61800	37500
4	314	70	150	35	3,5	104000	63000
5	414	70	180	42	4,0	143600	105000
1	1000915	75	105	16	1,5	24300	16800
2	115	75	115	20	2,0	39700	26000
3	215	75	130	25	2,5	66300	41000
4	315	75	160	37	3,5	112000	72500
5	-	75	-	-	-	-	-
1	1000916	80	110	16	1,5	27500	18900
2	116	80	125	22	2,0	47700	31500
3	216	80	140	26	3,0	70200	45000
4	316	80	170	39	3,5	124000	80000
5	416	80	200	48	4,0	163000	125000
1	1000917	85	120	18	2,0	31900	22200
2	117	85	130	22	2,5	49400	33500

3	217	85	150	28	3,0	83200	53000
4	317	85	180	41	4,0	133000	90000
5	417	85	210	52	5,0	174000	13500
1	1000918	90	125	18	2,0	32900	23500
2	118	90	140	24	2,5	57200	39000
3	218	90	160	30	3,0	95600	62000
4	318	90	190	43	4,0	143000	99000
5	-	90	-	-	-	-	-
1	1000919	95	130	18	2,0	32900	23500
2	119	95	145	24	2,5	60500	41500
3	219	95	170	32	3,5	108000	69500
4	319	95	200	45	4,0	153000	110000
5	-	95	-	-	-	-	-
1	1000920	100	140	20	2,0	44900	32000
2	120	100	150	24	2,5	60500	41500
3	220	100	180	34	3,5	124000	79000
4	320	100	215	47	4,0	174000	132000
5	-	100	-	-	-	-	-

Здесь I – имя табл. 1; I.A, I.d, I.D I.B I.R I.C I.C₀ – идентификаторы условного обозначения, внутреннего диаметра, наружного диаметра, ширины, фаски, динамической и статической грузоподъёмности соответственно шариковых радиальных однорядных подшипников.

Примечание: прочерки в табл. 1 означают, что таких подшипников не существует.

Коэффициенты радиальной X и осевой Y нагрузок.

Т а б л и ц а 2

Подшипники шариковые радиальные однорядные. Угол контакта $\alpha=0$

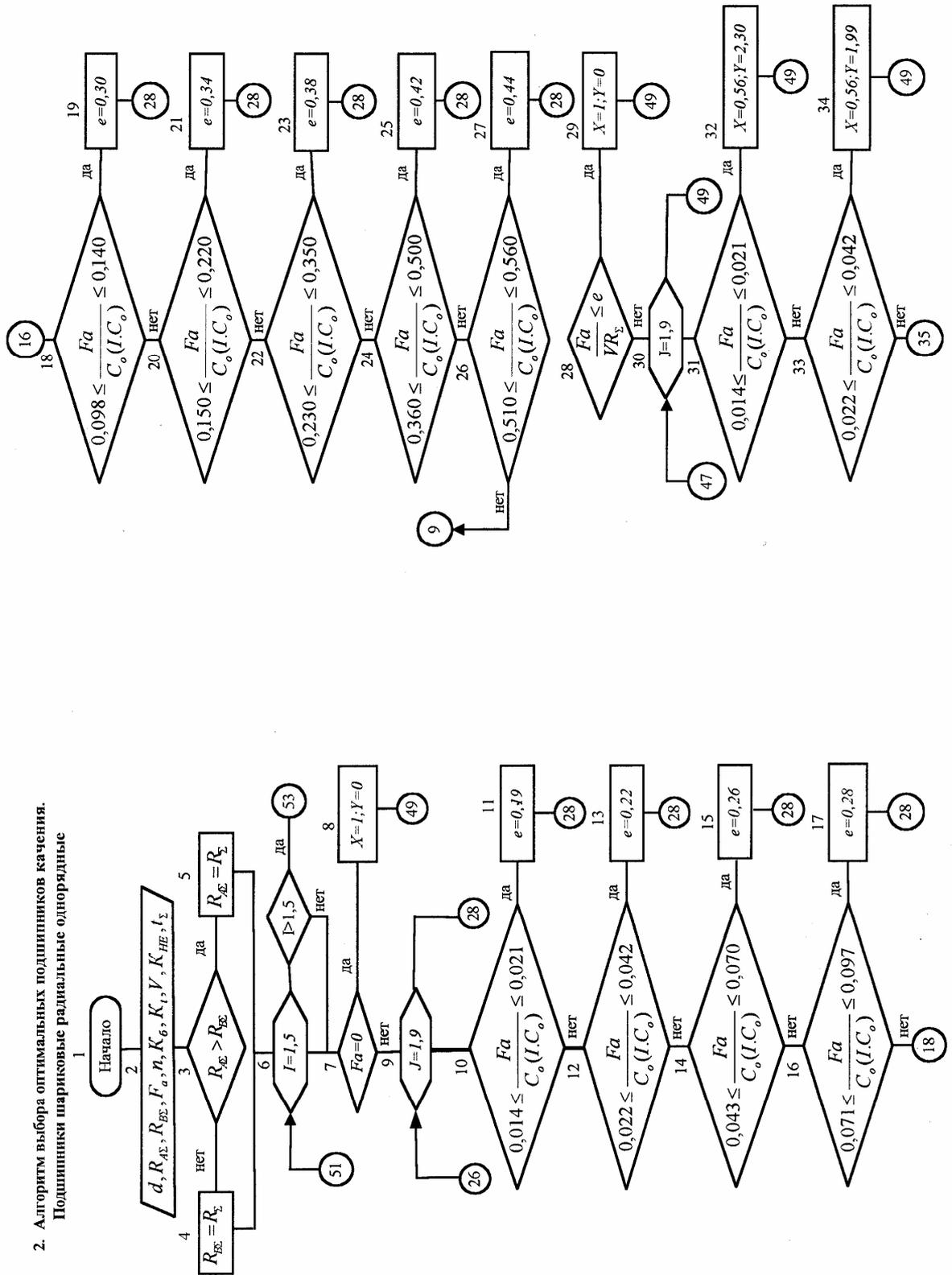
Имя таблицы	$F_a/C_0(I.C_0)$	e	$F_a/VR_{\Sigma} \leq e$		$F_a/VR_{\Sigma} > e$	
			X	Y	X	Y
J	0,014...0,021	0,19	1	0	0,56	2,30
	0,022...0,042	0,22				1,99
	0,043...0,070	0,26				1,77
	0,071...0,097	0,28				1,55
	0,098...0,140	0,30				1,46
	0,150...0,220	0,34				1,31
	0,230...0,350	0,38				1,15
	0,360...0,500	0,42				1,04
	0,510...0,560	0,44				1,00

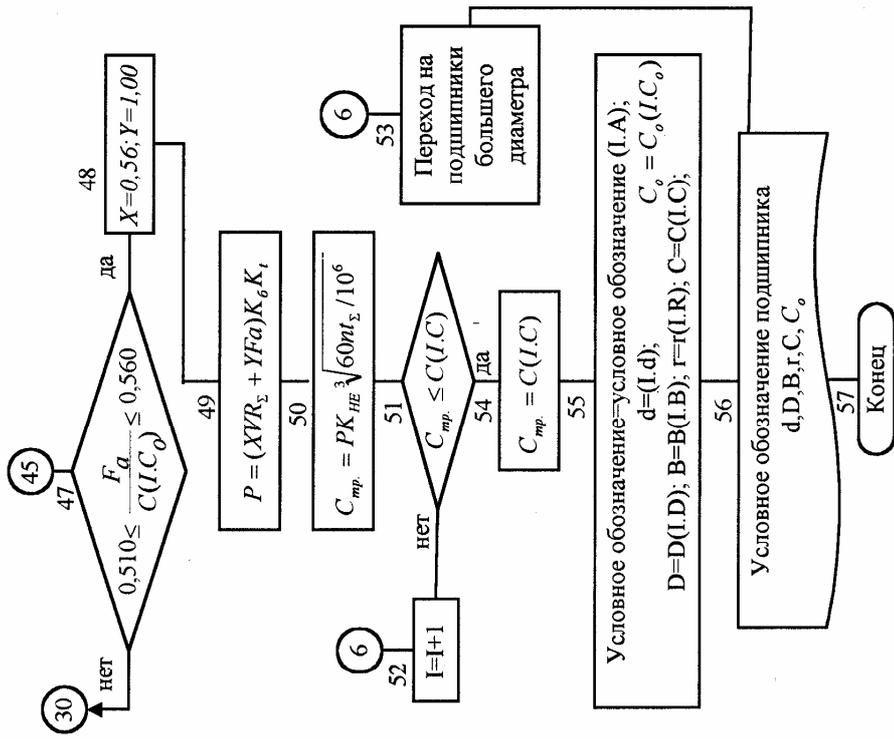
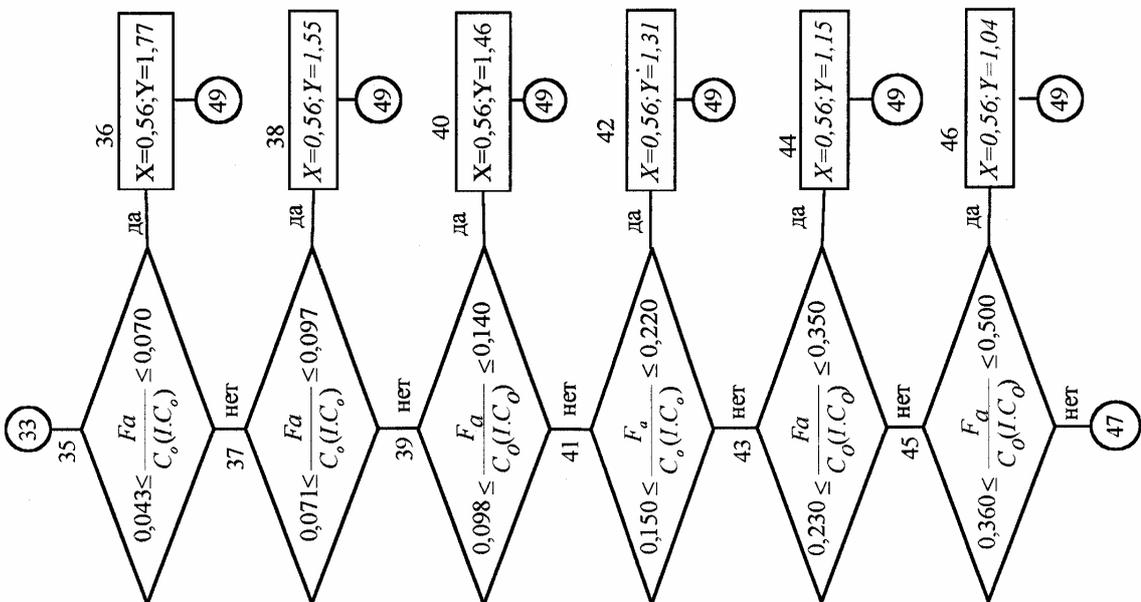
Ниже расположен алгоритм выбора оптимальных подшипников качения.

Исходные данные – символ 2. Выбор более нагруженного подшипника – символы 3, 4, 5. Выбор строки из табл. I – символ 6. Определение коэффициентов X и Y для случая, когда осевая нагрузка на подшипник $F_a=0-7,8$. Выбор строки из табл. J-9. Выбор коэффициента осевого нагружения e для случая, когда осевая нагрузка не равна нулю – символы 10...27. Выбор коэффициентов X и Y, когда отношение осевой силы к коэффициенту вращения кольца и радиальной нагрузке меньше или равно e – 28,29. Выбор строки из табл. J-30. Нахождение коэффициентов X и Y в зависимости от отношения осевой силы к статической грузоподъёмности подшипника, взятой из табл. I -31...48. Определение приведённой нагрузки –49. Вычисление требуемой динамической грузоподъёмности подшипника –50. Выбор динамической грузоподъёмности из табл. I –51...54. Вывод на печать параметров оптимального подшипника –55 56.

K_6 – коэффициент безопасности; K_t – температурный коэффициент; K_{HE} – коэффициент эквивалентности, учитывающий режим работы подшипников; t_{Σ} – срок службы машины или механизма в часах; C_0 – статическая грузоподъёмность, Н; $C_0(I.C_0)$ – статическая грузоподъёмность, выбранная компьютером из таблицы по имени I.

2. Алгоритм выбора оптимальных подшипников качения.
Подшипники шариковые радиальные однорядные





Здесь- n- частота вращения кольца об/мин.; v- коэффициент вращения кольца, e- коэффициент осевого нагружения, зависящий от угла контакта, P- приведенная динамическая нагрузка, H; d-внутренний диаметр подшипника, мм; D-наружный диаметр подшипника, мм; s- фаска, мм; C- динамическая грузоподъемность, H ;

3. Апробация алгоритма выбора оптимальных подшипников качения

По заданной нагрузке компьютер выбирает оптимальные подшипники из табл. 1 в зависимости от частоты вращения кольца и срока службы механизма или машины. Если есть осевая сила, то он предварительно находит коэффициенты X и Y из табл. 2. Это показано на конкретных примерах.

Пример 1

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

- | | | | |
|-----------------------------|------------------------|--------------------------------|--------------|
| 1. Диаметр подшипника | $d=60$ мм | 5. Коэффициент безопасности | $K_6=1,3$ |
| 2. Осевая сила в зацеплении | $F_a=0$ | 6. Температурный коэффициент | $K_t=1,0$ |
| 3. Реакция в опоре А | $R_{A\Sigma} = 2069$ Н | 7. Коэффициент вращения кольца | $V=1,0$ |
| 4. Реакция в опоре В | $R_{B\Sigma} = 2972$ Н | 8. Коэффициент эквивалентности | $K_{HE}=1,0$ |

Результаты выбора показаны в табл. 3

Таблица 3

Параметры оптимальных шариковых радиальных однорядных подшипников

№	d, мм	n, мин ⁻¹	t_{Σ} , час	Обозначение подшипника	D, мм	B, мм	r, мм	C, Н	C ₀ , Н
1	60	100	10000	1000912	83	13	1,5	16400	10600
2	60	200	10000	112	95	18	2,0	29600	18300
3	60	600	13000	212	110	22	2,5	52000	31000
4	60	2000	22000	312	130	31	3,5	81900	48000

Пример 2

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

- | | | | |
|-----------------------------|------------------------|--------------------------------|--------------|
| 1. Диаметр подшипника | $d=55$ мм | 5. Коэффициент безопасности | $K_6=1,3$ |
| 2. Осевая сила в зацеплении | $F_a=522$ Н | 6. Температурный коэффициент | $K_t=1,0$ |
| 3. Реакция в опоре А | $R_{A\Sigma} = 1484$ Н | 7. Коэффициент вращения кольца | $V=1,0$ |
| 4. Реакция в опоре В | $R_{B\Sigma} = 1797$ Н | 8. Коэффициент эквивалентности | $K_{HE}=1,0$ |

Результаты выбора показаны в табл. 4.

Таблица 4

Параметры оптимальных шариковых радиальных однорядных подшипников

№	d мм	n мин-1	t_{Σ} час	Обозначение подшипника	D мм	B мм	r мм	C Н	C ₀ Н
1	55	400	10000	1000911	80	13	1,5	16000	10000
2	55	1200	15000	111	90	18	2,0	28100	17000
3	55	2000	25000	211	100	21	2,5	43600	25000

Как видно из табл. 3, 4, для одного и того же диаметра кольца подшипника компьютер выбирает разные оптимальные подшипники в зависимости от режима их работы и ресурса механизма или машины. Они имеют меньшие размеры D, B и стоимость, уменьшаются размеры подшипниковых узлов. Компьютерный выбор оптимальных подшипников значительно сокращает время и объем расчетных работ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Решетов Д.Н.* Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. 655 с.
2. *MITCalc -Rolling Bearings Calculation II 1.10* http://www.daolnwod.net/soft_8015.html 24.04.2006.
3. *MITCalc -Rolling Bearings Calculation II 1.11* <http://www.acidfiles.com/soft/static.html> 24.04.2006.
4. *Bearings Calculator* <http://www.vibcons.com/bears.shtml> 24.04.2006.
5. *Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я.* Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1975. 572 с.
6. *Коросташевский Р.В., Нарышкин В.Н., Старостин В.Ф. и др.* Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.

Статья поступила в редакцию 18 января 2007 г.

И.В. Мурзаева, Н.В. Носов

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО СТЕКЛА ПРИ СБОРКЕ

Приводятся результаты моделирования напряженно-деформированного состояния автомобильных стекол при сборке. Для моделирования применялся программный пакет Hyper Mesh. В процессе исследования определялось влияние технологии изготовления стекол и их сборки на формирование остаточных напряжений в поверхности. Даны практические рекомендации по снижению напряжений и деформаций стекол при сборке.

Наиболее важной причиной внезапных разрушений объектов являются внутренние остаточные напряжения, возникающие в детали, соединении или конструкции в целом. Образование этих напряжений всегда связано с неоднородными линейными или объемными деформациями в смежных объемах материала, агрегата или конструкции.

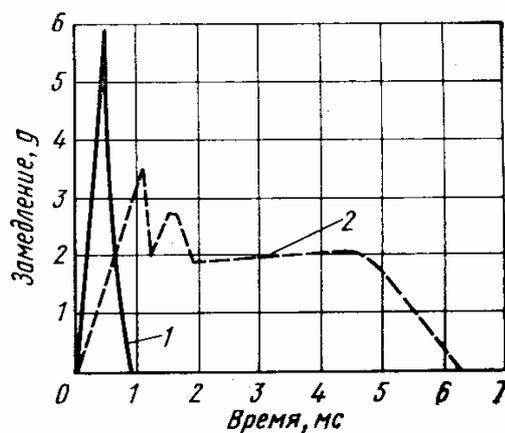
Известно, что в автомобилестроении безопасное стекло уже долгие годы является неизбежным элементом обеспечения защиты водителя и пассажиров. Как правило, широко используются бесколочные стекла (*триплекс*), например, в качестве ветрового стекла. При разрушении по сравнению с обычным стеклом трёхслойное безопасное стекло обладает рядом преимуществ благодаря эффекту удержания осколков на месте и остаточной несущей способности. В последнее время большое распространение в несущих стеклоконструкциях получили термозакаленные или однослойные безопасные стекла, которые способны выдерживать высокие нагрузки. Однако применение закаленных стекол сдерживается отсутствием данных по влиянию технологии изготовления на формирование внутренних остаточных напряжений. Так как закаленное безопасное стекло имеет большое внутреннее напряжение, то при ударе или повреждении поверхности стекло моментально распадается на осколки. Удар по стеклу и его распад во времени почти совпадают, стекло при деформации поглощает очень незначительное количество энергии. Для борьбы с осколками применяют многослойные безопасные стекла, которые благодаря пластмассовой пленке при ударе не распадается на отдельные осколки и в зависимости от материала и толщины стекла может сильно деформироваться (проминаться), поглощая значительное количество энергии удара.

Характеристики разрушения обоих типов стекол при испытании на удар шаром (головой) показаны на рис. 1 [1].

Лабораторные или стендовые испытания позволяют изучить свойства конструкции, соответствующие эксплуатационным нагрузкам.

Однако такие исследования можно провести лишь на прототипе или экспериментальном кузове, для изготовления которых требуется много времени. В связи с этим инженеры-испытатели хотя и дают достоверные результаты, но зачастую тогда, когда подготовка производства уже идет полным ходом и необходимые изменения внести очень трудно; кроме того, изменения конструкции во время подготовки производства сопряжены с дополнительными капиталовложениями.

В автомобильной промышленности применяются два способа крепления стекол: с помощью резиновых профилей, которые одновременно служили и держателями, и уплотнителями и при этом приклеивали стекла на автомобильный кузов. Наибольшее распространение в последнее время получил метод приклеивания стекол. Это улучшает надежность крепления, ка-



Р и с. 1. Характеристика разрушения стекол:
1 – закаленное стекло, 2 – триплекс

чество уплотнения и дизайн автомобиля. При приклеивании стекла жесткость кузова увеличивается.

Но в то же время существуют и недостатки такого крепления. Если при креплении с помощью резиновых профилей зазор между стеклом и кузовом остается равномерным за счет постоянного размера самого резинового профиля и неровности на кузове практически не отражаются на самом стекле, то при приклеивании эти неровности напрямую будут влиять на свойства стекла и его поведение в условиях эксплуатации.

Бывают случаи, когда при незначительном перекосе кузова стекло самопроизвольно разрушается. Это связано с тем, что в деталях из стекла после изготовления или воздействия внешней среды возникают рабочие напряжения, часто существенные по величине и превышающие предел прочности материала стекол. Саморазрушение может возникнуть при сочетании воздействия на стекло внутренних остаточных напряжений и неравномерного зазора между стеклом и кузовом при приклеивании, а также в случае нарушения технологии изготовления стекла или процесса приклеивания.

Для учета влияния конструкции закрепления стекла и технологии его изготовления произведем расчет напряженно-деформированного состояния стекла в рабочем положении. Элементы остекления (ветровое стекло, заднее стекло, боковые стекла автомобиля) по своим геометрическим параметрам, в частности по параметру тонкостенности, относятся к объектам теории оболочек. Большинство из них по форме срединной поверхности и очертаниям опорного контура согласно установившейся классификации [6, 7] относится к классу оболочек сложной геометрии. Срединная поверхность и контурные линии таких оболочек в изделиях конструкционной оптики, как правило, не описываются простыми аналитическими выражениями, а задаются таблично или в виде чертежа.

Краевые задачи механики деформирования пластин и оболочек сложной геометрии в соответствии с [3] являются неклассическими. На данный момент создание достаточно универсальных и эффективных методов их решения связано со значительными трудностями, что в известной мере являлось причиной существенного отставания теории и методов расчета таких элементов конструкций от запросов практики их проектирования.

Кроме того, элементы остекления в силу специфических свойств конструкционных материалов, применяемых для их изготовления (органическое, силикатное и кварцевое стекло), требуют разработки особых узлов их соединения с другими элементами конструкции. Это приводит к необходимости решения неклассических краевых задач механики пластин и оболочек.

С математической стороны расчет оболочек сводится к решению системы уравнений в частных производных восьмого порядка с переменными коэффициентами и малыми множителями при старших производных. Граничные условия (условия периодичности, конечности решения) содержат производные от искомой функции до третьего порядка включительно.

В ряде случаев при помощи метода разделения переменных задачу удастся свести к решению систем обыкновенных дифференциальных уравнений того же типа. Для решения задач теории оболочек широко используют и совершенствуют целый арсенал имеющихся математических методов и приемов: вариационные и прямые методы математической физики, интегральные уравнения (в том числе и сингулярные), теория комплексной переменной и различные численные методы [4]. Наличие малого множителя при старших производных в разрешающих уравнениях теории оболочек позволило применить различные асимптотические методы [5] или комбинировать прямые и численные методы.

Успешное решение этих задач требует обеспечения необходимой степени полноты и достоверности информации, которой располагает конструктор, относительно взаимосвязи между геометрическими параметрами конструкции, свойствами материала и допустимым уровнем ее нагружения. Это возможно лишь при выборе расчетных схем и моделей, адекватно описывающих механику деформирования реальных элементов конструкций, условия их нагружения и закрепления.

Для этого применим численное моделирование процесса нагружения стекол в автомобиле методом конечных элементов. Метод конечных элементов (МКЭ) является в настоящее время одним из основных методов решения вариационных задач, в том числе задач расчета напряженно-деформированного состояния конструкции.

Метод конечных элементов заключается в том, что конструкция заменяется структурной моделью, состоящей из простейших элементов, таких как стержни, пластины и другие объемные элементы с известными упругими свойствами. Далее конструкция наделяется необходи-

мыми свойствами (материал, сварные и клеевые соединения) и подвергается виртуальным испытаниям, т.е создаются условия для нагружения такой конструкции.

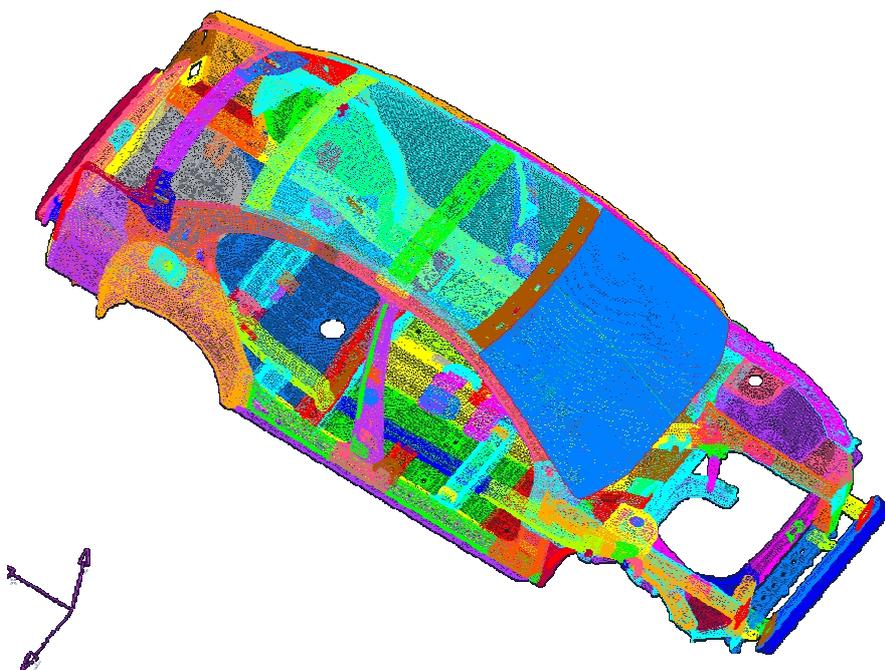
При моделировании стекол с помощью метода конечных элементов используются известные характеристики материала, полученные с помощью эксперимента при определенных ограниченных условиях. Некоторые факторы, влияющие на свойства стекла, не учитываются; нередко возникает проблема с моделированием клеевого соединения.

Все указанные выше факторы, влияющие на прочность и эксплуатационные свойства стекла, необходимо принимать во внимание при моделировании напряженно-деформированного состояния стекла.

Основным его достоинством является возможность решения задач для области любой формы, в то время как аналитические решения могут быть получены только для задач с достаточно простой геометрией. Этот факт, а также появление целого ряда коммерческих программ, реализующий этот метод, сделали его основным инструментом инженера, выполняющего расчеты на прочность.

В настоящее время используется несколько программных пакетов, таких, например, как Hyper Mesh, PASTRAN, ANSYS и т.д., в которых производится моделирование и валидация расчетной модели.

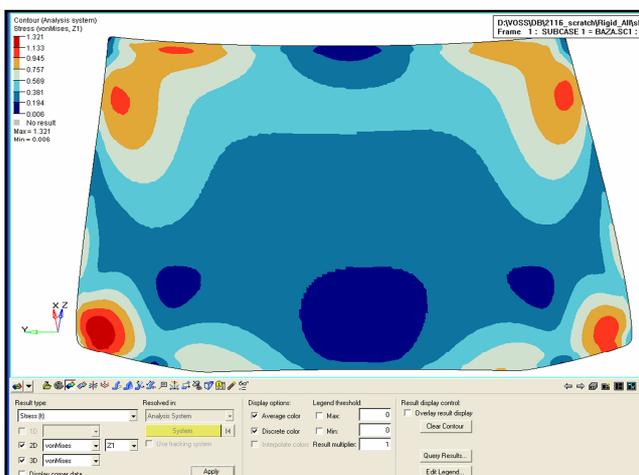
Рассмотрим конечно-элементную модель кузова автомобиля (рис. 2), выполненную в ПП PASTRAN. В настоящее время расчет фронтального удара автомобиля проводится с использованием специализированных программных комплексов (LS-DYNA, PAM-CRASH) на подробных КЭ (конечно-элементарных) моделях (на ОАО «АВТОВАЗ» для анализа фронтального удара применяются модели автомобилей размером 400 000 – 1 000 000 элементов).



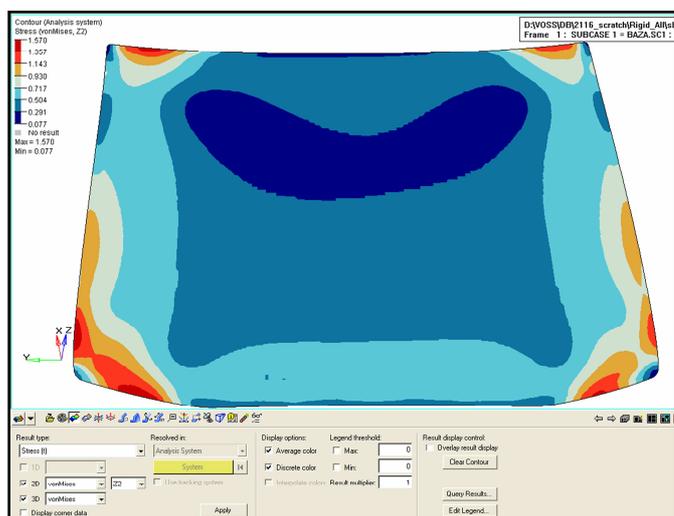
Р и с. 2. Расчетная КЭ модель кузова автомобиля

Расчет статических нагрузок проводят также на подробных КЭ моделях с помощью программного пакета NASTRAN. Для моделирования стекол из однослойного безопасного стекла в данной работе использованы оболочечные элементы типа Shell. Линейно-упругая характеристика стекла отображается с помощью закона упруго-пластичного материала (MAT_1). Для учета характера изменения предварительного напряжения при расчетах можно термическую закалку включить в виде начального напряжения в отдельные интеграционные точки по всей толщине. При этом в качестве правила численной интеграции была выбрана квадратурная формула Гаусса-Лобатто [5]. Преимущество интеграции Гаусса-Лобатто в сравнении с обычно применяемой интеграцией Гаусса заключается в том, что внешние интеграционные точки лежат точно на поверхности оболочек, и тем самым поверхностные сжимающие напряжения могут вводиться непосредственно. Для отображения параболической характеристики преднапряжения необходимы три узла интерполяции. Чтобы достаточно точно отобразить меняющийся характер напряжения на протяжении действия нагрузки, на всю толщину эле-

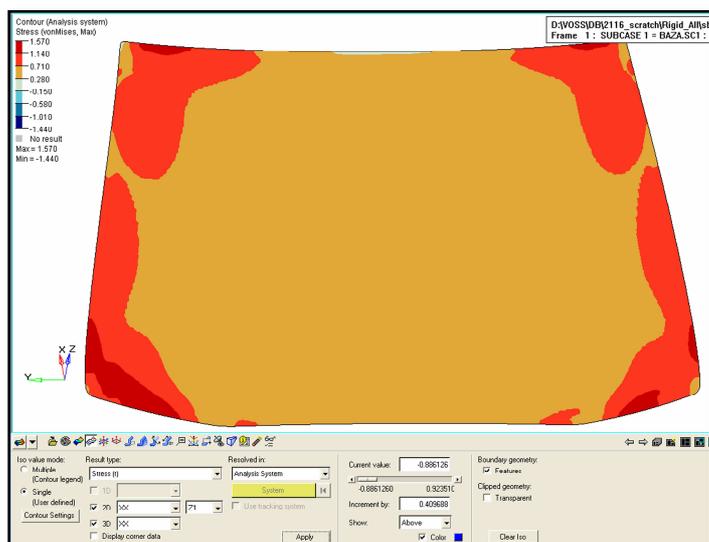
мента выбираются 7 интеграционных точек, инициализация каждой из которых должна происходить сама по себе. Чтобы проследить характер изменения внутреннего напряжения в стекле, достаточно после расчета модели с помощью постпроцессора установить уровень просмотра и определить напряжения, например, на поверхности или на срединной линии детали (рис. 3, 4, 5).



Р и с. 3. Распределение напряжений на наружной поверхности стекла



Р и с. 4. Распределение напряжений на внутренней поверхности стекла



Р и с. 5. Распределение напряжений на срединной поверхности стекла.

При проведении испытаний зачастую не учитывается фактор влияния остаточных напряжений, возникающих при изготовлении стекол. В то же время величина остаточных напряжений составляют значительную долю прочности материала, и поэтому они могут оказывать

влияние на поведение изделий под нагрузкой или в активных средах и других условиях эксплуатации.

Так, например, долговечность изделий из поликарбоната с уровнем остаточных напряжений 179 МПа под напряжением 500 МПа составляет всего 278 ч. При погружении таких изделий в четыреххлористый углерод на их поверхности уже через 5-7 с появляются трещины, приводящие к разрушению материала. Изделия из поликарбоната, в которых величина остаточных напряжений не превышает 116 МПа, имеют в 100 раз большую долговечность и не растрескиваются в CCl_4 даже после 2 ч выдержки [2].

Остаточные напряжения распределены в объеме детали, и поэтому об их существовании судят лишь по каким-то косвенным признакам изменений, происходящих в детали, например, изменений во времени линейных размеров, искажений конфигурации, появления трещин, снижения, а иногда и увеличения показателей механических свойств. Все они возникают в результате релаксации остаточных напряжений.

В большинстве случаев в процессе формования материала на него воздействуют внешним силовым полем. Усилие формования необходимо для придания пластической массе конфигурации изделия и т.д. При этом материал течет и уплотняется. Течение в форме происходит под действием градиента давлений, необходимого для преодоления сил сопротивления течению материала. В поперечном сечении перемещающегося потока возникает значительный градиент скорости сдвига. В слоях с наибольшим градиентом скорости сдвига происходит ориентация макромолекул и частичек наполнителя, имеющих форму пластинки или волокна, благодаря чему материал приобретает анизотропию термоупругих свойств. При охлаждении такого материала от температуры формования до 20 °С в нем образуются остаточные напряжения, порожденные течением материала. Каждая технологическая операция всего цикла изготовления детали из стекла последовательно вносит свои остаточные напряжения, имеющие характерные особенности. Результатом их динамического векторного взаимодействия и будут остаточные технологические напряжения.

При изготовлении закаленного стекла возможно регулирование величины и знака остаточных напряжений. Как правило, повышение интенсивности охлаждения поверхностных слоев вызывает не только рост напряжений сжатия, но и значительное повышение его прочности. Если предел прочности на растяжение при изгибе у полированного листового стекла составляет, согласно [2], 45 Па, то достигаемые в результате термической закалки показатели прочности имеют значения от 120 до 150 Па. Такое явление связано с принципом равновесия сжимающих и растягивающих напряжений, распределенных в разных по объему областях стекла: малым изменениям растягивающих напряжений (20-30 МПа), охватывающих большую площадь сечения, соответствует резкое увеличение сжимающих напряжений (на 150-250 МПа), концентрирующихся в узком поверхностном слое. Однако величина напряжений будет более высокой, так как происходит суммирование термических с усадочными химическими напряжениями.

Для необработанного полированного листового однослойного безопасного стекла характерны микро- и макроскопические поверхностные трещины, которые становятся причиной очень низкой прочности при растяжении в сравнении с относительно высоким пределом прочности при сжатии данного материала. При этом практическая прочность стекла при растяжении не является постоянной материальной в классическом смысле, а очень сильно зависит от количества поверхностных дефектов, т.е. от начальных повреждений. Чтобы минимизировать влияние поверхностных дефектов, стекло в процессе изготовления подвергают термической закалке, сначала нагревая до температуры перехода и затем быстро охлаждая с двух сторон. В процессе охлаждения обе поверхности стекла испытывают избыточное давление по причине возрастающей вязкости. В стекле устанавливается состояние внутренних напряжений, при котором термически созданные сжимающие напряжения на поверхности находятся в равновесии с присутствующими внутри стекла растягивающими напряжениями. Если такое равновесие в сечении нарушается, как в случае разрыва стекла (начальная трещина), стекло мгновенно разрушается, образуя многочисленные мелкие «крошки» с тупыми краями. На достаточном расстоянии (St. Venant) от краев и возможных отверстий по всей толщине стекла образуется параболическая кривая преднапряжения, при которой соотношение поверхностного сжимающего напряжения и центрального растягивающего напряжения составляет приблизительно 2:1. Модуль приданного поверхностного напряжения сжатия является важной расчет-

ной величиной и составляет в зависимости от толщины стекла и коэффициента теплоотдачи от 100 до 150 Па.

Таким образом, установлено, что прочность однослойного безопасного стекла в сравнении с незакаленным полированным листовым стеклом повышается на 30-40%. Это объясняется, на наш взгляд, наличием сжатия в поверхностных трещинах. В результате на поверхности стекла, работающей на растяжение, сначала теряется созданное сжимающее напряжение, а затем происходит разрастание трещин и последующее хрупкое разрушение. Следовательно, предел прочности на растяжение при изгибе у однослойного безопасного стекла выше, чем у полированного листового стекла, ровно на величину созданного на поверхности напряжения сжатия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Шторобель В.К.* Современный автомобильный кузов. М: Машиностроение, 1984. 264 с.
2. *Павлушкин Н.М.* Стекло М.: Стройиздат, 1973. 488 с.
3. *Биргер И.А., Пановко Я.Г.* Прочность. Устойчивость. Колебания: Справочник. Т. 1. М.: Наука, 1982. 435 с.
4. *Галимов К.З., Паймушин В.Н.* Теория оболочек сложной геометрии. Казань: Изд-во Казанского ун-та, 1985. 164 с.
5. *Корнишин М.С., Паймушин В.Н., Снигирев В.Ф.* Вычислительная геометрия в задачах механики оболочек. М.: Наука, 1989. 208 с.

Статья поступила в редакцию 15 октября 2007 г.