

геометрических параметров  $b, h, l_0$ .

Исследования показали, что из этих параметров длина балочек  $l_0$  оказывает наименьшее влияние на жёсткость конструкции, а при малых значениях  $L_0 = l_0/h < 20$  наблюдается перекося втулки в области расположения ГДД, поэтому длину балочек желательно принимать максимальной длины, которую позволяет конструкция УДО.

При изготовлении упругого элемента типа «беличьего колеса» наибольший допуск на изготовление имеет ширина балочки  $b$ , поэтому при назначении её номинального значения необходимо стремиться к возможно большим значениям. Однако желательно чтобы ширина и толщина балочек были близки по величине, а количество балочек было не менее 16. Из выше изложенного следует, что

окончательное значение коэффициента жёсткости упругого элемента необходимо обеспечивать подбором толщины балочек  $h$ .

#### Библиографический список

1. Белоусов, А.И. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов / А.И. Белоусов, В.Б. Балякин, Д.К. Новиков. – Самара. Изд-во Самар. научн. центра РАН.- 2002.-335с.
2. Сергеев, С.И. Динамика криогенных турбомашин с подшипниками скольжения / С.И. Сергеев. – М.: Машиностроение, 1973, 303 с.;
3. Балякин, В.Б. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макачук. – Самара, изд-во Самар. научн. центра РАН.- 2007.-253с.

УДК 621.813.534.933

### РАСПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ ПО ВИТКАМ И КОЭФФИЦИЕНТЫ ВНЕШНЕЙ ПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКИ В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ В УСЛОВИЯХ ВИБРАЦИИ ИЗДЕЛИЙ

Курушин М.И., Курушин А.М., Барманов И.С

Самарский государственный аэрокосмический университет

#### FORCES DISTRIBUTION IN THREAD AND EXTERNAL ALTERING LOAD FACTOR IN THREAD JOINT UNDER STRUCTURES VIBRATION

*Kurushin M.I., Kurushin A.M., Barmanov I.S. Distribution of efforts on coils of a carving and factors of external loading is investigated at the static and dynamic appendix of loading*

При исследовании поведения изделий с резьбовыми соединениями в условиях вибраций, в том числе и распределения усилий по виткам были приняты несколько вариантов простейших конструкций с резьбовыми соединениями. При исследовании их методами математического моделирования сделано ряд упрощающих допущений. Винтовая нарезка резьбы условно заменялась кольцевыми выступами. Упругие элементы конструкций приняты дискретными в форме сосредоточенных масс, связанных между собой осевыми и контактными податливостями. При исследовании динамики учитывается

влияние сил трения в контактах витков при взаимном их проскальзывании. Зависимости сил трения от давлений принимались по закону Кулона в режиме сухого трения. Упругие системы могут быть нагружены как статическими, так и переменными усилиями по любому закону и приложенными в любых местах упругой модели.

Математические модели упругих систем с резьбовыми соединениями представляют собой системы нелинейных дифференциальных уравнений движения их элементов с учетом мгновенных (скачкообразных) изменений направлений и сил трения в контактах витков. Решения

уравнений производятся численно методом Рунге- Кутта четвертого порядка на ЭВМ. Несколько вариантов упругих моделей с резьбовыми соединениями, которые рассматривались при исследованиях, показаны на рис.1: а) дискретная 13-и

массовая модель с подвешенным грузом на податливости и с контактно податливыми и упругосвязанными между собой витками; в) дискретная 13-и массовая модель резьбового соединения корпуса турбины с податливой крышкой, эскиз которой показан на рис 1, б).

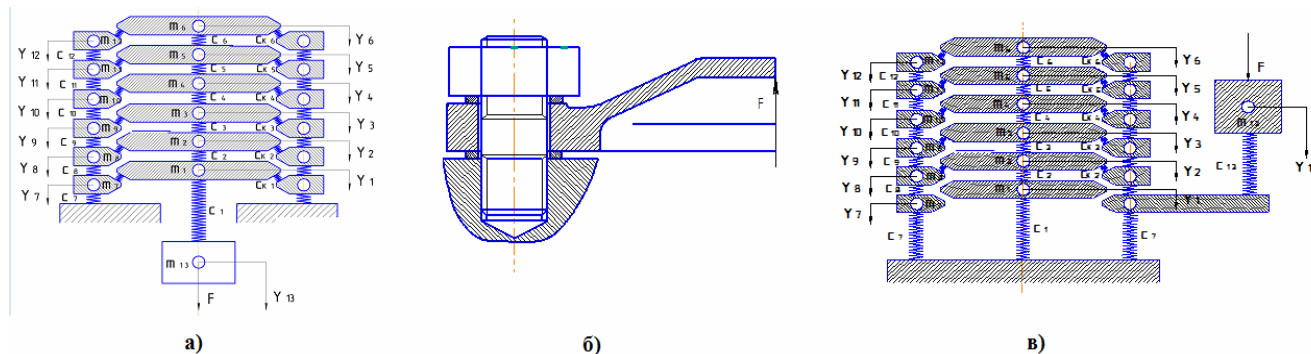
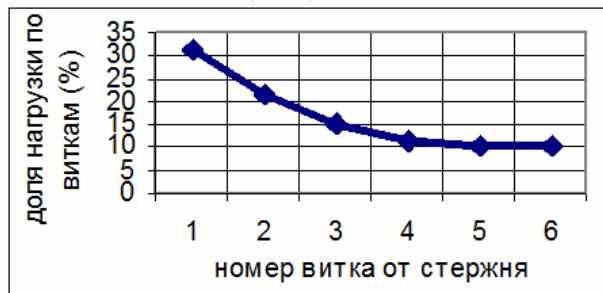


Рис. 1. Дискретные 13-и массовые модели:

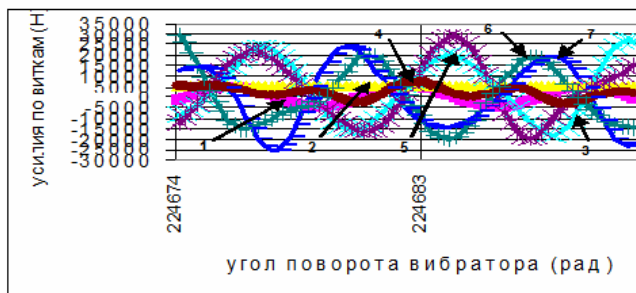
а) модель с подвешенным грузом на податливости и с контактно податливыми и упругосвязанными между собой витками; б) эскиз резьбового соединения корпуса турбины с податливой крышкой; в) модель резьбового соединения корпуса турбины с податливой крышкой

Во всех рассматриваемых вариантах было принято стальное резьбовое соединение М10 с осевыми зазорами между витками. Все параметры упругих систем рассчитывались и уточнялись методом

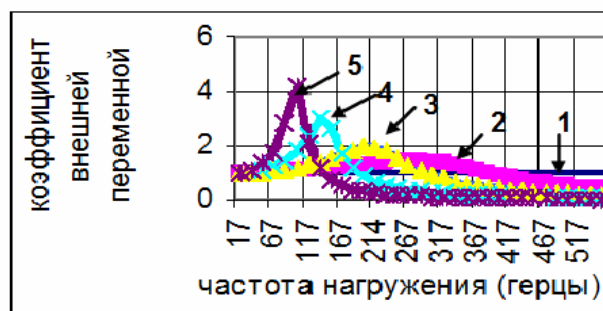
конечных элементов в программе ANSYS. Надо заметить, что в упругих системах с резьбовыми соединениями собственные частоты



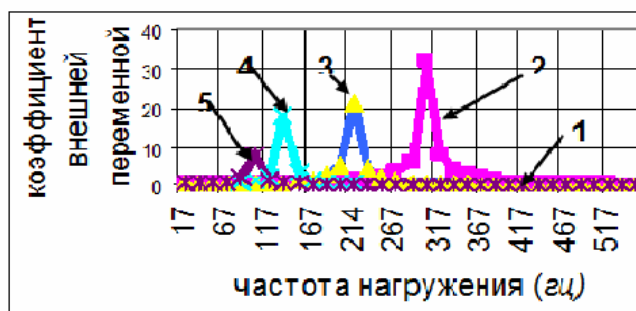
а)



б)



в)



г)

Рис. 2. Распределение усилий и коэффициенты внешней нагрузки:

а) распределение усилий по виткам резьбы при статической нагрузке 20000 Н; б) распределение переменных усилий по виткам резьбы при статической нагрузке 20000 Н и переменной 5000 Н с возбуждением от корпуса, при частоте вращения вибратора 33773500 об/мин (562892 Гц); в) коэффициенты внешней переменной нагрузки на первые витки резьбы в зависимости от частоты нагружения изделий вибратором, при статической нагрузке 20000 Н и переменной 5000 Н; г) коэффициенты внешней переменной нагрузки при действии усилий на крышку веса присоединенных масс: 1-статическое нагружение, 2-10 кг, 3-20 кг, 4-50 кг, 5-100 кг

системы делятся, как правило, на две группы. Одна группа низких частот, в которой элементы резьбовых деталей колеблются как единое целое вместе с остальными элементами упругой системы, и вторая группа высоких частот, в которых элементы резьбовых деталей колеблются по своим собственным различным формам и частотам. При низких частотах, когда элементы резьбовых деталей колеблются как единое целое, распределение усилий по виткам идеально точной по изготовлению резьбы происходит по Жуковскому Н.Е., когда приблизительно половина нагрузки берет на себя первый виток. А при высоких частотах, когда уже резонируют элементы самих резьбовых деталей (витки стержней и гаек), распределение переменных усилий по виткам в динамике может быть совершенно не таким как при статическом нагружении.

На рис. 2 приведены некоторые результаты исследований, из которых следует: во – первых, в статике на первый виток резьбы приходится не 52 % всей

нагрузки как это принято в учебной литературе, а всего 32 %, и, во-вторых, распределение усилий по виткам от переменных нагрузок совершенно не такое как в статике, особенно при высокочастотном динамическом возбуждении резьбового соединения со стороны корпуса. Чаще всего переменные усилия, действующие на резьбовые соединения в условиях динамического нагружения всего изделия не известны. Поэтому в проектировочных расчетах (да и в проверочных) коэффициенты внешней переменной нагрузки необходимо определять, создавая математические модели динамики всего изделия с учетом упругих свойств резьбовых соединений и их способностей к демпфированию. Для повышения усталостной прочности резьбовых соединений при вибрациях желательно проектировать их зарезонансными по любой из собственных частот упругих систем изделий.

УДК 621

## К ВОПРОСУ ФОРСИРОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ МАШИН СТИРЛИНГА

Белозерцев В.Н.

Самарский государственный аэрокосмический университет

### TO A QUESTION OF FORCING UP OF THERMAL STIRLINGS MACINE

*Belozertcev Viktor The question of forcing up of Stirlings thermal machine. working on a cycle is considered. As key parameters of speeding up of power characteristics of thermal cars pressure of refueling of a working body and frequency of rotation of a drive are chosen. For work on modes with the minimum losses of capacity in engines and the valid thermal capacity in refrigerating to the car pressure of refueling and frequency of rotation of a drive should change not any way. The parity between them is established through calculation of losses in a regenerator. Their values are accepted to operating conditions on speeding up parameters corresponding to identical minimum total losses in a regenerator.*

Рассмотрен вопрос оценки возможности форсирования тепловых машин работающих по циклу Стирлинга. Основными параметрами влияющими на энергетические характеристики цикла тепловой машины являются давление

заправки рабочего тела-  $p_3$  и частота вращения привода-  $n$ . С увеличением давления заправки увеличивается мощность в двигателе и располагаемая холодопроизводительность в холодильной машине. Это является следствием роста