ЛЕКЦИИ «НОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ МАШИН И МЕТОДЫ ИХ РАСЧЕТА»

ДРУГОЕ НАЗВАНИЕ : «ДЕСЯТЬ ЛЕКЦИЙ О РАСЧЕТЕ И ПРОЕКТИРОВАНИИ МАШИН»

ОГЛАВЛЕНИЕ.

Введение . стр 5.
Лекция 1. Расчеты деталей машин при переменных нагрузках. Стр 29
Рисунки клекции 1 . Стр 16
Лекция 2. Вероятностный расчет деталей машин . Стр.32.
Лекция 3. Планетарные передачи в автомобилестроении. Стр .25
Лекция 4 Передачи зубчатые и червячные.. Стр. 44.
Лекция 5. Новые обгонные муфты. Стр. 43.
Лекция 6. Импульсные вариаторы. Стр. 24.
Лекция 7. Некоторые задачи динамики машин. Стр.23.
Лекция 8. Продолжение лекции 7. Стр.24.
Лекция 9 Конструирование. Стр.30.
Лекция 10. Дизайн в машиностроении .Стр.23

Всего стр.313

ВВЕДЕНИЕ

Здравствуйте, уважаемые слушатели!

Сегодня я начинаю чтение небольшого цикла лекций. Эти лекции я объединил общим названием « Новые механизмы машин и методы их расчета». Я думаю, что это главное в этих лекциях , но не все.

Первые три лекции посвящены изложению сведений, которые Вам уже излагали в курсе «Деталей машин», но в связи с важностью этого материала для формирования Вашего профессионального образования и по совету Вашего руководства, было решено изложить еще раз эти главы курса «Детали машин» с тем, чтобы акцентировать Ваше внимание на их важность.

Я же хочу обратить Ваше внимание на то, что мне представляется наиболее интересным в том, что я собираюсь изложить Вам в этих лекциях, обратить внимание на мою попытку раскрыть творческую составляющую в деятельности инженера, его эвристическую компоненту.

Горы книг написаны о творчестве художников, композиторов и других интеллектуалов. Нельзя сказать , что не было попыток описать творческий процесс ученого и инженера. Лично мне кажется, что эти попытки были неудачны. Я думаю, что

творческий процесс можно описать только в том случае, если понять и описать конкретную проблему, которую решает ученый или инженер. Это означает ,что творчество ученого или инженера может описать специалист, коллега , и понять его может также специалист - коллега. Именно так, к Вам, моим коллегам, я обращаю мои описания созданных механизмов, пытаюсь раскрыть путь от замысла до обоснования работоспособности.

Сегодня модно показывать и описывать успехи в освоении космоса или потрясающие возможности электронных устройств. Мне, как инженеру, любопытно знать, как это работает ,как оно устроено. Но об этом не пишут . Нам показывают лица героев космоса , рассказывают их биографии: где они родились , с кем учились, кого любили, но почти ничего не говорится о сути их работы. Это по мнению писателей и редакторов «скучные подробности». А вот меня интересуют именно эти подробности. Поэтому я вношу в свои описания все мыслимые подробности.

Например, недавно случилась крупная трагедия , потерпел аварию американский космический аппарат , погибли люди.... Как оказалось, виной аварии стал отрыв элемента внешней теплоизолирующей обшивки. При описании аварии подробно описывают зачем нужна эта обшивка, как обнаружили ,что именно отрыв куска этой обшивки явился причиной аварии, но ни слова не сказано и не показано, какова же конструкция крепления этой обшивки, в чем состоял недогляд конструктора. Может быть , этот пример неудачный, возможно в этом случае более подробная информация закрыта, но все же...

Вот другой пример. Изобретение Уаттом парового двигателя обозначило начало первой промышленной революции. Поэтому интерес к этому изобретения очень велик в нашей среде инженеров и ученых . Но многие ли из нас могут изложить в чем же конкретно состояло это изобретение. И вот армия писак пишет, и пишет о промышленной революции и ее последствиях, но как стала возможна эта революция - этот вопрос остается за семью печатями для большинства из нас. А ведь знание ответа на этот вопрос может натолкнуть на мысль о другом столь же значительно изобретении ,

Не могу отказать себе в желании обсудить еще одно изобретение.

Я имею в виду двигатель Дизеля. Додуматься,, до того, что в быстро сжатом воздухе

развивается температура, достаточная для воспламенения топлива , представляется мне не такой уж великой находкой. Но вот предугадать, что в такой горячей атмосфере можно будет сжигать более дешевое топливо и с большим кпд, чем это делалось в уже известных Дизелю бензиновых двигателях - это представляется мне выдающимся достижением ума и интуиции.

А сколько чисто технических проблем пришлось преодолеть Дизелю на пути реализации своей идеи! Форсунки и топливные насосы-дозаторы высокого давления регулируемой производительности — ведь все это Дизелю пришлось создавать заново. Как мало мы знаем о путях, которые прошел Дизель и потому мы не можем заимствовать у него (нет ,не конструкции, они устарели) его мысли , которые вели его; знание этого пути Дизеля было бы и полезным и поучительным, да и просто занимательным.

Признаюсь, профессиональные интересы занимают в моей жизни ведущее место. Я убежден, что техника является движущей силой прогресса в обществе. Меня в высшей степени интересуют скрытые от дилетанта подробности выдающихся изобретений: При этом я вынужден ограничивать себя рассмотрением только изобретений в области механики.

История сложилась так, что именно механике до самого последнего времени принадлежала роль движущей силы цивилизации. И , несмотря на прогресс в других отраслях науки, эта роль механики далеко не исчерпана. На примере материала, который я планирую изложить, я хочу доказать это.

Наблюдая современное состояние техники, скорость, с которой она совершенствуется , невольно задумываешься о том, что движет развитием и совершенствованием техники .

Первое, что при этом приходит в голову - это роль новых материалов. Не случайно историки делят эпохи, называя их «каменный век», «бронзовой век» , наконец, «железный век». И в наши дни роль качества материала , его свойств, служит не в малой степени техническому прогрессу. Здесь роль механика второстепенна , он должен уметь использовать то, что создали материаловеды.

Второе, о чем нельзя не сказать - это новые технологии. Наиболее яркий пример здесь - появление технологии сварки металлов. Без современной технологии сварки невозможно представить современное машиностроение и строительство. Роль механика и в этой составляющей технического прогресса второстепенна, и сводится к созданию машин и механизмов для реализации новых технологий.

В- третьих, но не в последнюю очередь , что движет технику - это новые механизмы. И здесь роль инженера - механика первостепенна.

Историки техники любят указывать на исключительную роль в истории человеческой цивилизации, которая принадлежит изобретению колеса.

Давайте проанализируем, в чем суть этого изобретения. Перемещение груза исконная задача и , может быть, одна из первых «технологий», с которой встретилось человечество на самой ранней ступени своего развития. Трение скольжения между грунтом и грузом оказалось тем тормозом, который препятствовал эффективному перемещению груза. Опыт подсказал, что трение качения существенно меньше, чем трение скольжения (Сизиф – я надеюсь , что Вы еще вспоминаете этого древнегреческого героя - вкатывал камни в гору, а не волочил их); отсюда был один только шаг до применения катков между грунтом и грузом.

Но такой каток далеко еще не колесо. Необходимо было придумать тележку, на которую поместить груз, установить на нее оси, на них надеть эти катки - только тогда получились колеса.

Интересно отметить, что трение скольжения, которое с помощью колеса было устранено в контакте между грунтом и грузом , появилось в контакте между осью и поверхностью отверстия в катке, в отверстии ступицы колеса.. Гениальность того, кто придумал колесо, по моему мнению , состоит в том , что такой перенос места , где происходит трение скольжения позволил , во-первых, уменьшить момент сил трения скольжения и ,во-вторых, малый диаметр оси позволил эффективно применять смазку.

Хотелось бы отметить еще одно обстоятельство: ведь с появлением колеса трение скольжения не было устранено , оно было только перемещено в другое место, за такое перемещение изобретатель колеса заплатил тем, что при движении колеса присутствует и трение скольжения и трение качения. Совершенно не очевидно, что эта сумма двух сил трения, окажется меньше, чем одна, когда нет колеса. Конечно , многое в процессе появления колеса происходило благодаря интуиции « инженера» тех времен.

Изобретение колеса является достаточно ярким примером инженерного решения , когда найдено более выгодное место приложение сил ; но в то же время произошло увеличение числа вредных сил, что казалось бы должно было погубить идею. Здесь мы видим компромисс, на который пошел изобретатель: с одной стороны более выгодное место приложения сил трения скольжения, а с другой - сил стало две.

И все же, путь от катка к колесу кажется мне сейчас очевидным.

Хочется привести другой пример изобретения, которое оказало такое же революционное влияние на прогресс в машиностроении. Я имею в виду изобретение пары винт - гайка. Для ее появления не было такой предпосылки как каток для колеса. Отдаленное сходство с наклонной плоскостью не в счет, слишком неочевидная аналогия. Для реализации винтовой пары должна была появиться новая технология ведь требовалось нарезать резьбу, как на наружной, так и на внутренней поверхности. В современной машине число крепежных деталей типа винт - гайка составляет около 70% всех деталей машины.

Путь к изобретению винтовой пары представляется мне более длинным и совершенно неочевидным. Поэтому мои симпатии из этих двух эпохальных изобретений на стороне второго. Но тут важно отметить другое: бывают изобретения , для появления которых нет явных аналогов и к таким изобретением относится появление пары винт - гайка.

Мне рассуждения о природе этих двух изобретений нужны для того, чтобы побудить изобретателей искать в окружающем нас мире аналогии тем процессам ,которые мы хотим улучшить. Этот поиск может облегчить решение проблемы. С другой стороны, искомые аналогии могут находиться очень глубоко и нужно быть к этому готовым. Путь изобретателя подчас очень тернист, и далеко не всегда успешен.

В настоящее время роль инженера конструктора в значительной степени снижена тем, что появились и сильно развились информационные технологии ,благодаря которым возникли уникальные возможности для управления машиной , оптимизации ее работы. Практически мы наблюдаем как ЭВМ, компьютер , становится неотъемлемой частью машины , сращивается с ней и таким образом придает ей новые полезные свойства. В этом заключается в наши дни технический прогресс в машиностроении.

Другие перечисленные выше составляющие технического прогресса оттеснены на второстепенную роль. Больше того, появилось мнение , которое часто циркулирует в различного рода анализах, что сама машина с точки зрения ее структуры исчерпала свои возможности совершенствования, теперь технический прогресс полностью определяется

ролью «хайтек» (так на иностранный манер называют информационные технологии).Таким образом, в этих анализах роль инженера и ученого машиностроителя сводится к использованию готовых решений , родившихся в среде «хайтек». Я не согласен с этим мнением и в доказательство своей позиции, в обосновании веры в неисчерпаемые возможности структурного совершенствования машин я предлагаю те сведения, которые будут изложены в этих лекциях.

На этом, я думаю, следует закончить предварительное обсуждение будущих лекций и проступить к их изложению.

ЛЕЦИЯ 1. РАСЧЕТЫ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ НАГРУЗКАХ

Во время работы машина находится под действием переменной внешней нагрузке. Например, автомобиль едет то в гору, то под гору, то по ровной дороге без подъема. То. что нагрузка на деталь автомобиля оказывается переменной по величине –это очевидно.

Но оказывается, что и при постоянной нагрузке деталь машины, как правило, испытывает переменное напряжение. А ведь при расчете нас интересуют именно напряжения

Под действием этих переменных напряжений наблюдается особый вид разрушения детали, который называется усталостным разрушением. Наиболее характерным для усталостного разрушения является то, что оно наступает не сразу, а по истечению некоторого, иногда довольно большого, времени нормальной работы детали.

Переменность напряжений определяется двумя причинами:

особенностями работы детали и

переменностью внешней нагрузки.

Рассмотрим сначала первую причину - особенности работы - на примере таких типичных деталей, как вал и зубчатое колесо.

На рис.1.1 схематически изображены два зацепляющиеся колеса и валы, на которые посажены эти колеса. На рисунке также показаны силы, возникающие в

зацеплении зубчатых колес при передаче вращающего момента. Эти силы имеют постоянное направление (вдоль линии зацепления) и при постоянном передаваемом моменте также постоянны по величине.

Однако напряжения в зубьях и валах - величина переменная.

Действительно, если какой либо зуб в данный момент времени находится в цеплении и передает вращающий момент (точка А на рис. 1.1), то в следующий момент времени зуб выйдет из зацепления. Вновь этот зуб войдет в зацепление только после полного оборота колеса.

Таким образом, напряжение в каждом зубе изменяется циклически от нуля, когда зуб не находится в зацеплении, до значения, определяемого силой в зацеплении, в данном случае этот цикл напряжений называется отнулевым или пульсирующим (рис. 1.2).

Под действием сил в зацеплении вал будет испытывать изгибные напряжения. При этом в положении, которое приведено на рис. 1.1, в точке Б в валу имеет место напряжение сжатия, а после поворота вала на угол 180° точка Б займет положение, обозначенное точкой Б1 , и теперь в этом месте вала будут действовать напряжения растяжения, которые по абсолютной величине равны напряжению сжатия. Нетрудно показать, что напряжения в валу при его вращении изменяются по синусоидальному закону (рис. 1.3), который называется симметричным циклом нагружения.

Специальными испытаниями на прочность при действии переменных напряжений (эти испытания называют усталостными) не установлено влияние формы кривых на рис. 1.2 и 1.3 на время до разрушения. Поэтому кривую напряжений принято изображать синусоидой, которая в зависимости от конкретного вида нагружения по разному расположена относительно оси времени. Тогда кривую на рис 1.2, изображающую напряжения в зубе зубчатого колеса, можно заменить синусоидой (рис. 1.4).

В общем случае синусоиду, изображающую изменение напряжений, называют асимметричным циклом напряжений и характеризуют ее следующими

величинами (рис.1.5): смотрите рисунок.

Из многочисленных факторов, которые влияют на прочность при переменных напряжений отметим, во-первых, зависимость предельного напряжения $\sigma_{пр}$ (т.е.напряжения, при котором происходит разрушение детали) от числа циклов нагружения N . Эта зависимость называется кривой усталости или кривой выносливости (получена впервые Веллером, немецким инженером) (рис. 1.6).

Первооткрывателем явления усталости материала был Вильгельм Альберт в начале Х1Х века, но наибольший вклад в научную основу этого явления внес, как я уже сказал, немецкий инженер Август Веллер; он опубликовал свои исследования в этой области в ряде работ в 1855-70 годы. Графическое изображение зависимости амплитуды напряжений от числа циклов нагружения до разрушения сегодня часто называют диаграммой или кривой Веллера. Другое название этой зависимости – кривая усталости.

Пристальное внимание к этому виду разрушения металла было привлечено в связи с несколькими катастрофами, первая из которых произошла на железной дороге в 1842 году. Причиной катастрофы оказался излом вала паровоза. Погибло 55 человек.

Из последних по времени крупных аварий, причиной которой явилось усталостное разрушение металла, надо назвать аварию на Саяно- Шушенской ГЭС 17 августа 2009 года.

Саяно-Шушенская гидроэлектростанция на реке Енисей является крупнейшей в России и одной из наиболее крупных в мире. В результате аварии погибло 75 человек, 160 человек пострадали, помещение станции и машины подверглись сильным разрушениям.

Нас в этой истории интересуют технические причины аварии.

Так вот, специальная государственная комиссия установила, что причиной аварии явилось усталостное разрушение шпилек крепления крышки турбины. Всего крышка крепилась 80 шпильками. После аварии анализу их разрушения были подвергнуты 41 шпилька. Обнаружено, что на 6-ти из этих 41 шпилек отсутствовали гайки.

Оказалось, что они не были законтрены и потому от вибрации сами открутились. Возможно, таких открутившихся гаек было больше. Эти открутившиеся гайки приводили к тому, что на оставшиеся в работе шпильки возрастала нагрузка. Комиссия установила также, что работа гидроагрегата сопровождалась его вибрацией, которая непосредственно перед аварией достигала недопустимой величины по амплитуде.

Вот вам , молодым инженерам, урок: тщательно законтренное резьбовое соединение, работающее в условиях вибрации может предотвратить серьезную аварию.

Надо еще сказать на эту тему. Мы преподаватели, в курсе «Деталей машин» специально рассматриваем условия самопроизвольного отвинчивания гайки и показываем, что так как угол подъема винтовой линии в резьбе достаточно мал (он равен 2,0…2,5°), то силы трения в резьбе, действующие после затяжки резьбового соединения, надежно препятствуют самопроизвольному отвинчиванию гайки. Однако при вибрации на гайку и винт действуют силы инерции, которые направлены против сил трения, а мы их в этом рассмотрении не учитываем. Поэтому эта теория винтовой пары справедлива только для машин не подвергающихся вибрации. Мы говорим, что, например, в автомобиле все резьбовые соединения должны быть законтрены. Тем не менее, если Вы прогуляетесь по шоссе с оживленным движением, Вы , возможно, найдете гайку или шайбу. Это говорит о том, что в автомобиле часты случаи ненадежного или вообще отсутствия контровки резьбового соединения.

Требование контровки является элементарным требованием к конструкции и ее отсутствие в конструкции крепления крышки гидроагрегата является дефектом конструкции, который оказался одной из причин большой аварии.

Возвращаемся к предмету нашего повествования.

Механизм усталостного разрушения связан с неоднородностью структуры материала детали, подверженного периодической нагрузке, проще говоря , вибрации. Структура металла имеет кристаллическое строение, кристаллы объединяются в зерна, которые имеют разные размеры и форму, они по разному ориентированы в пространстве; в металле имеются включения шлаков, примесей, приводящих к дефектам

кристаллической решетки, на поверхности детали могут быть царапины, следы обработки. Все эти дефекты структуры приводят к появлению микротрещин, которые под действием периодической нагрузки развиваются. По мере разрастания трещины поперечное сечение детали ослабляется и приводит к хрупкому разрушению детали В процессе роста трещины ее поверхность притирается и потому имеет гладкий, полированный вид, а поверхность при хрупком изломе имеет крупно зернистую структуру. На рис. 1.7. приведено фото разрушения шатуна из алюминиевого сплава. Темная зона – это зона усталостного разрушения, а светлая зона – область хрупкого излома. Вот так, по виду поверхности в изломе можно определить причины разрушения детали.

Влияние асимметрии цикла на прочность при переменных напряжениях описывается диаграммой предельных амплитуд (Рис.1.8).

Любая точка под кривой 1(рис.1.8) соответствует некоторому циклу напряжения, который не приводит к разрушению образца при усталостных испытаниях. Например, точка А. Луч, проведенный из начала координат через точку А, является геометрическим местом точек с одинаковой асимметрией цикла напряжений.

Как уже отмечалось, кривые на рис. 1.6 и 1.8 строятся по результатам испытаний специальных образцов. Реальные детали машин отличаются от этих образцов по размерам, форме и другим параметрам. Поэтому кривые, полученные в результате испытаний реальных деталей, отличаются от кривых, приведенных на рис. 1.6 и 1.8 Чтобы количественно учесть эти отличия вводят ряд эмпирических коэффициентов, каждый из которых учитывает влияние того или иного фактора на усталостную прочность.

Так, отличие размеров реальной детали от размеров образца учитывается масштабным коэффициентом $\varepsilon\sigma$ или $\varepsilon\tau$ (в зависимости от того по нормальным или касательным напряжениям проводится исследование прочности). Увеличение размеров детали в сравнении с образцом приводит к уменьшению усталостной прочности детали, т.к. в большем объеме детали увеличивается вероятность появления в ней дефектов в кристаллах металла; отрицательно влияют

на усталостную прочность детали и ряд других факторов, связанных с размерами детали.

Существенно на усталостную прочность детали влияют ее форма, отверстия, надрезы, пазы, риски и следы механической обработки. Все эти факторы являются причиной появления местных напряжений. Местные напряжения могут в несколько раз превышать напряжение, действующее вблизи от места действия местного напряжения. Таким образом, в местах действия местного напряжения происходит концентрация напряжений, а факторы ее вызывающие называются концентраторами напряжений. Концентрация напряжений определяется эмпирическим коэффициентом $K\sigma$ (или $K\tau$), называемым эффективным коэффициентом концентрации напряжении.

Под действием больших местных напряжений происходит появление первичных усталостных трещин. Трещины в процессе дальнейших испытаний развиваются и приводят в конце концов к разрушению детали. Природа разрушения образца и детали одинакова, но поскольку в образце отсутствуют местные напряжения трещины усталости появляются в нем позже или при больших напряжениях, чем в реальных деталях.

Полученные формулы (1.8) и (1.9) пригодны для вычисления фактических запасов прочности только в тех случаях, когда действуют либо только нормальные, либо только касательные напряжения. Встает вопрос , как использовать полученные данные для случаев сложного напряженного состояния, то есть тогда , когда одновременно действуют и нормальные и касательные напряжения.

Решение этой задачи состоит в следующем – см. вывод формул для сложного напряженного состояния.

Рассмотрим теперь влияние на прочность переменности внешней нагрузки.

Режим нагружения, в котором параметры цикла изменяются во времени называется нестационарным.

Если параметры режима изменяются закономерно(например, ступенчато, рис. 1.9,а или непрерывно , рис. 1.9,6), то режим называют регулярным.

Для транспортных, сельскохозяйственных и многих других машин режим нагружения зависит от нескольких случайных величин (состояния пути транспортной машины, ее загрузки и т.д.). В этом случае детали машин подвержены случайным циклическим напряжениям. Систематическое изучение этих случайных циклов нагружения позволяет провести их статистическую обработку и с определенной вероятностью упорядочить их и представить в виде, показанном на рис .1.10. В случае представления нагружения в виде ступенчатых блоков принято эти блоки располагать в порядке убывания нагрузки (см. рис. 1.10 и пояснения к нему).

Режимы нагружения различных по назначению машин классифицировали на шесть типовых (рис. 1.11), представляемых непрерывными функциями (в отличие от ступенчатых блоков нагружения). Эти режимы получили следующие наименования :

0 - постоянный,

1 - тяжелый,

2. средний равновероятностный,

3 - - средний нормальный,

4 - легкий,

3* - особо легкий.

Одним из основных вопросов расчета деталей машин при переменных нагрузках является вопрос об определении так называемого эквивалентного режима, т.е. такого постоянного по величине нагружения, которое по своему усталостному действию эквивалентен фактически действующим переменным по величине нагрузкам.

При решении задачи об определении эквивалентного режима исходят из того, что при работе детали в ней происходит накопление усталостных повреждений - необратимых изменений в материале, например, в виде микротрещин, которые при работе постепенно развиваются. Работа, затраченная на разрушение детали при ее нагружении и разгружении, пропорциональна энергии, которая при этом безвозвратно теряется. Одним из путей определения этой потерянной энергии заключается в построении зависимости нагрузки T от деформации δ (рис.1.12) для рассматриваемой детали. При нагружении эта зависимость следует кривой 1 на рис. 1.12, а при разгружении - кривой 2. Несовпадение кривых 1 и 2 определяется

явлением, которое называется гистерезисом. Кривые 1 и 2 образуют некоторую замкнутую кривую, называемую петлей гистерезиса. Площадь, заключенная в петле гистерезиса пропорциональна потерянной энергией за цикл деформации или, точнее, той части энергии, которая пошла на создание остаточных деформаций в детали и на ее разрушение.

При многократном нагружении остаточные деформации суммируются и это суммирование пропорционально суммарной площади петель гистарезиса, образующихся за каждый цикл деформации. Разрушение наступает тогда, когда сумма остаточных деформаций достигает некоторой величины или, иначе говоря, когда суммарная площадь петель гистерезиса достигнет предельной величины. При переменном по величине циклическом нагружении детали происходит суммирование различных по площади петель гистерезиса. Но такую же суммарную площадь гистерезиса можно получить, если периодически нагружать деталь постоянной по величине силой. Значит, постоянная по величине циклическая нагрузка может быть с точки зрения усталостного разрушения эквивалентной переменной по величине циклической нагрузке. Таким образом, представление об эквивалентной нагрузке имеет вполне определенный физический смысл.

В современных расчетах условие прочности должно быть установлено с учетом рассеяния величин, определяющих значения правой и левой частей условия прочности. Рассеяние имеет существенное значение для величин внешней нагрузки, механических характеристик материалов и некоторых других. Так, например, рассеяние долговечности (отношение наибольшей долговечности к наименьшей) для подшипников качения достигает 40, а для зубчатых передач 10…15. Расчет с учетом рассеяния выполняется с привлечением методов надежности, которые мы рассмотрим в следующей лекции.

РИСУНКИ И ФОРМУЛЫ К ЛЕКЦИИ 1

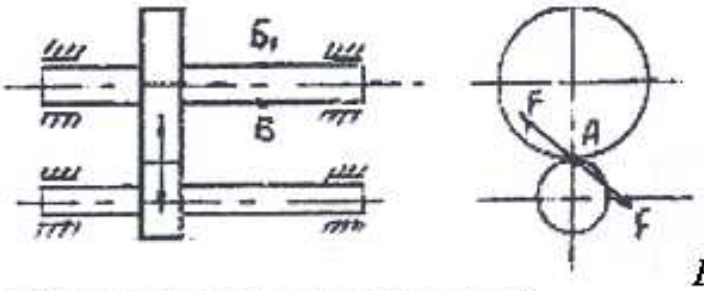
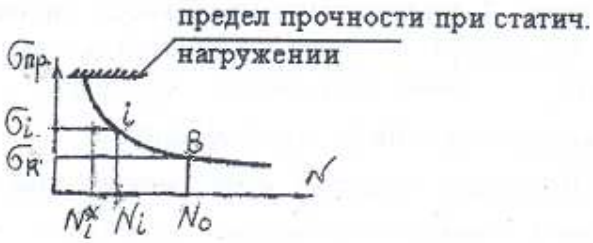


Рис.1.1

Так, для симметричного цикла напряжений

$$\sigma_{max} = |\sigma_{min}|; \quad \sigma_m = 0; \quad \sigma_a = \sigma_{max}; \quad R = -1.$$

Для пульсирующего цикла : $\sigma_{min} = 0; \sigma_m = \sigma_a = 0,5\sigma_{max}; R = 0.$



где N_0 - базовое число циклов нагружения,

σ_R - предел выносливости при заданном коэффициенте асимметрии цикла R. При знакопеременном цикле, который чаще всего применяется в усталостных испытаний R = -1 и $\sigma_R = \sigma_{-1}$, а при пульсирующем цикле имеем $\sigma_R = \sigma_0$. Кривую усталости для стали

на реальных деталях и ее левую ветвь (крутопадующую) аппроксимируют зависимостью

$$\sigma_{пр}^{q} N = const, \qquad (10.57)$$

где q -показатель степени кривой усталости.

При построении кривой выносливости наблюдается большой разброс результатов экспериментов, поэтому значения $\sigma_{пр}$, N и q ,которые приводятся ниже следует рассматривать как приблизительные.

При расчете на прочность при изгибе и растяжении (сжатии):

$$No = N_{F0} = 4 .10^6;$$

q = 6 при твердости стали ≤ 350 HB;

q = 9 при твердости стали > 350 HB

При расчете на контактную прочность: $No = N_{H0} = \leq 12.10^7$

q = 6.

Для пределов выносливости σ_R в зависимости от вида нагружения рекомендуется принимать следующие соотношения:

Рис 1.5 и пояснения к нему

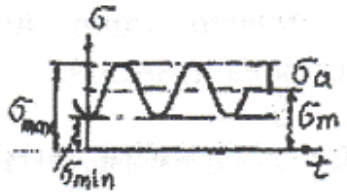


РИс.1.5

$\sigma_{мах}$ и $\sigma_{мин}$ - максимальное и минимальное напряжение цикла В другом случае может быть касательное напряжение и тогда зместо σ везде будет τ)

$\sigma_m = 0,5(\sigma_{max} + \sigma_{min})$ - среднее значение напряжений;

$\sigma_a = 0,5(\sigma_{max} - \sigma_{min})$ - амплитудное значение напряжений;

$R = \dfrac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$ - коэффициент асимметрии цикла.

Так, для симметричного цикла напряжений

$$\sigma_{max} = |\sigma_{min}|; \quad \sigma_m = 0; \quad \sigma_a = \sigma_{max}; \quad R = -1.$$

Для пульсирующего цикла : $\sigma_{min} = 0; \sigma_m = \sigma_a = 0,5\sigma_{max}; R = 0.$

Рис. 1.6 и пояснения к нему

Из многочисленных факторов, которые влияют на прочность при переменных напряжений отметим, во-первых, зависимость предельного напряжения $\sigma_{пр}$ (т.е напряжения, при котором происходит разрушение детали) от числа циклов нагружения N . Эта зависимость называется кривой усталости или кривой выносливости (получена впервые Велером, баварским инженером) (рис. 1.6).

Циклом напряжения называется время T , измеренное на синусоиде (рис. 1.5) , соответствующее одному периоду ее изменения. Кривая усталости слева ограничивается предельным напряжением при статическом нагружении (пределом текучести или пределом прочности в зависимости от того пластичный или хрупкий материал испытывается на усталость) и делится точкой B на два участка : крутопадающий (слева от точки B) и пологий, приближающийся к прямой, параллельной оси абсцисс. Точка B на кривой усталости определяется координатами σ_R и N_0,

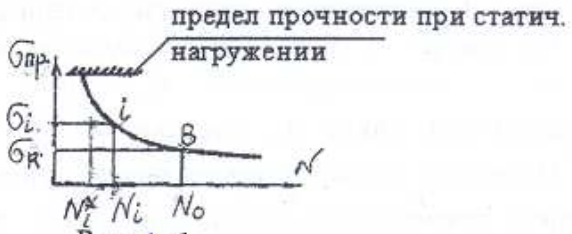


Рис. 1.6

где N_0 - базовое число циклов нагружения,

σ_R - предел выносливости при заданном коэффициенте асимметрии цикла R. При знакопеременном цикле, который чаще всего применяется в усталостных испытаний R = -1 и $\sigma_R = \sigma_{-1}$, а при пульсирующем цикле имеем $\sigma_R = \sigma_0$. Кривую усталости для стали строят по результатам экспериментов на специальных образцах (диаметром 7... 10 мм.)или на реальных деталях и ее левую ветвь (крутопадающую) аппроксимируют зависимостью

$$\sigma_{пр}^{q} N = const, \qquad (1.1)$$

где q -показатель степени кривой усталости.

При построении кривой выносливости наблюдается большой разброс результатов экспериментов, поэтому значения $\sigma_{пр}$, N и q ,которые приводятся ниже следует рассматривать как приблизительные.

При расчете на прочность при изгибе и растяжении (сжатии):

$$No = N_{F0} = 4 .10^6;$$

q = 6 при твердости стали ≤ 350 HB;

q = 9 при твердости стали > 350 HB

При расчете на контактную прочность: $No = N_{H0} = \leq 12.10^7$

q = 6.

Для пределов выносливости σ_R в зависимости от вида нагружения рекомендуется принимать следующие соотношения:

вид нагружения	Предел выносливости, Н / мм^2	
	при симметр. цикле	при пульсир. цикле
изгиб	$\sigma_{-1} = 0{,}43\sigma_B$	$\sigma_0 = 0{,}6\sigma_B$
растяжение(сжатие)	$\sigma_{-1} = 0{,}36\sigma_B$	$\sigma_0 = 0{,}6\sigma_B$
контактное нагружен. углерод. незакал. Стали		$\sigma_{H0} = 1{,}8HB$
то же закален. Стали	$\sigma_{H0} = 16HRc + 135$	
кручение	$\tau_{-1} = 0{,}22\sigma_B$	$\tau_0 = 0{,}3\ \sigma_B$

РИС. 1.7

РИС 1.8 и поясения к нему **Рис. 1.8 рассматривается для случая когда число циклов нагруженийза весь срок службы детали N больше базового базового числа циков нагружения N0.**

Влияние асимметрии цикла на прочность при переменных напряжениях описывается диаграммой предельных амплитуд (рис. **1.8**), которая строится в осях: σm - среднее значение цикла σa - амплитудное значение цикла .

На этой диаграмме кривая 1 соответствует предельным напряжениям, т.е. соответствует разрушению образца. На кривой 1 точка, соответствующая пределу выносливости при симметричном цикле σ_{-1} , имеет координаты $\sigma_m = 0$; $\sigma_a = \sigma_{-1}$, а точка, соответствующая пульсирующему циклу σ_0 - координаты

$\sigma_m = \sigma_a = 0{,}5\sigma_0$. Поскольку кривая 1 имеет малую кривизну, то ее с достаточной точностью можно заменить прямой 2, проходящей через точки σ_{-1} и σ_0 .

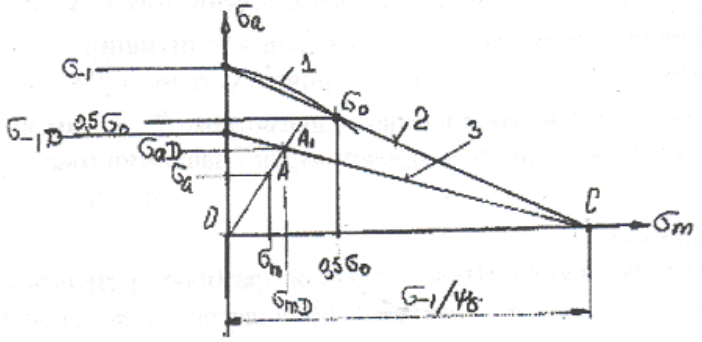


Рис. *1.8*

Уравнение прямой 2

$$\sigma_a = \sigma_{-1} + \sigma_m tg\alpha_0, \qquad (1.2)$$

где $tg\alpha_0 = -\dfrac{\sigma_{-1} - 0{,}5\sigma_0}{0{,}5\sigma_0} = -\dfrac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$.

Обозначим $\psi_\sigma = \dfrac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$.

Величина ψ_σ зависит от свойств материала и для улучшенных и нормализованных сталей ψ_σ = 0,3 ... 0,4; для сталей, подвергнутых цементации или азотированию ψ_σ = 0,6 ...0,8.

При действии касательных напряжений аналогично для улучшенных и нормализованных сталей ψ_τ = 0,15 ... 0,20, а для сталей, подвергнутых цементации или азотированию ψ_τ = 0,5.

Уравнение (*1.2*) теперь можно записать в виде

$$\sigma_\alpha = \sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_m. \qquad (1.3)$$

Из уравнения (*1.3*) видно, что при $\sigma_a = 0$; $\sigma_m = \sigma_{-1} / \psi\sigma$

Экспериментально установлено, что уменьшение усталостной прочности детали происходит в основном за счет уменьшения предельного амплитудного напряжения. Количественно это выражается в том, что предел выносливости при знакопеременном цикле для детали

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}\varepsilon_\sigma}{K_\sigma}, \qquad (1.4)$$

где ε_σ и Kσ - упомянутые выше масштабный коэффициент и эффективный коэффициент концентрации напряжений, которые берутся из справочников.

В то же время положение точки C на оси σm остается тем же, что и при испытании образца. Поэтому усталостная кривая для детали аппроксимируется прямой 3 (рис.*1.8*). Уравнение прямой 3

$$\sigma_{aD} = \sigma_{-1D} + \sigma_m tg\alpha_D, \qquad (1.5)$$

где σ_{aD} - предельное амплитудное усталостное напряжение для детали,

$$tg\alpha_D = -\frac{\psi_\sigma \varepsilon_\sigma}{K_\sigma}.$$

С учетом *(1.4)* получаем

$$\sigma_{aD} = \frac{\varepsilon_\sigma}{K_\sigma}(\sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_m). \qquad (1.6)$$

Луч ОА пересекает прямую 3 в точке A_1 с координатами σ_{aD} и σ_{mD}. Но точка A_1 характеризует предельные значения усталостных напряжений, а точка А с координатами σ_a и σ_m напряжения в детали, которые не приводят к разрушению; причем , напряжения в точках A_1 и А имеют одинаковую асимметрию цикла. Поэтому отношения

$$\frac{OA_1}{OA} = \frac{\sigma_{aD}}{\sigma_a} = \frac{\sigma_{mD}}{\sigma_m} = n_\sigma. \qquad (1.7)$$

где n_σ - фактический запас прочности детали.

Используя *(1.5)* после преобразований получаем

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}. \qquad (1.8)$$

Аналогично для фактического запаса прочности при действии только касательных напряжений

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_a + \psi_\tau \tau_m}. \qquad (1.9)$$

В случае, когда $N < N_0$ следует в формулах (1.8) и (1.9) вместо σ_{-1} и τ_{-1} вписывать $\sigma_{пр}$ и $\tau_{пр}$. О их вычислении сказано ниже.

ПОЛУЧЕНИЕ ФОРМУЛ ДЛЯ ВЫЧИСЛЕНИЯ ЗАПАСОВ ПРОЧНОСТИ ПРИ СЛОЖНОМ НАПРЯЖЕННОМ СОСТОЯНИИ.

Воспользуемся одной из теорий прочности. По теории прочности наибольших касательных напряжений (третья теория прочности) получена формула для вычисления допускаемого напряжения при одновременном действии нормальных и касательных постоянных по величине напряжений:

$$[\sigma] \geq \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \qquad (1.10)$$

А при использовании энергетической теории (четвертая теория прочности) аналогично получена несколько другая формула:

$$[\sigma] \geq \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \qquad (1.11)$$

Эти формулы приведены без их вывода.

Поскольку обе эти формулы дают близкие результаты, то воспользуемся формулой (1.10)так как она дает результат , идущий в запас прочности. Тогда, воспользовавшись понятием запаса прочности n , допускаемые напряжения по нормальным и касательным напряжениям записываются в виде

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{пр}}{n_\sigma} \quad \text{и} \quad [\tau] = \frac{\tau_{пр}}{n_\tau} \qquad (1.12)$$

Где $\sigma_{пр}$ и $\tau_{пр}$ - предельные напряжения, приводящие к разрушению.

n_σ и n_τ - запасы прочности только при действии нормальных или только касательных напряжений

Далее используем соотношение, полученное для 3-ей теории

$$0,5\sigma_{пр} = \tau_{пр} \qquad (1.13)$$

Возведем (1.10) в квадрат и используя (1.12) запишем полученное в виде

$$\frac{\sigma_{пр}^2}{n^2} = \sigma^2 + 4\tau^2 \qquad (1.14)$$

Где n – запас прочности при одновременном действии нормальных и касательных напряжений.

Далее разделим обе части (1.14) на $\sigma_{пр}^2$ и с учетом (1.13) получаем

$$\frac{1}{n} \geq \frac{1}{n_\sigma^2} + \frac{1}{n_\tau^2} \qquad (1.15)$$

Или окончательно

$$n \geq \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \qquad (1.16)$$

Рис. 1.9 и 1.10 и пояснения к ним

В случае представления нагружения в виде ступенчатых ***блоков*** (рис. 1.9.,а) принято эти блоки располагать в порядке убывания нагрузки (рис 1.10)

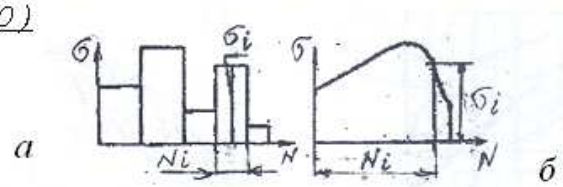


Рис.1.9

причем по оси ординат откладывать νi = Ti / Тном , где Ti - нагрузка (сила, вращающий момент) при i -той ступени нагружения; Тном - - нагрузка, принятая за номинальную, а по оси абсцисс откладывают βi = Ni / NΣ ,где Ni - число циклов нагружения при действии нагрузки i -той ступени; N_Σ - полное число циклов нагружения за весь срок службы машины.

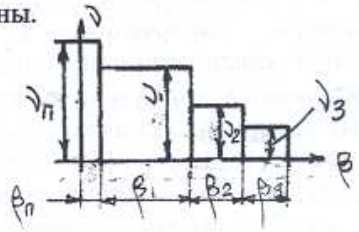


Рис. 1.10

Нетрудно заметить, что $\sum_{i=1}^{i=k} \beta_i = 1$, где k - число блоков нагружения. На этом же рисунке принято наносить характеристику пускового режима (ν_n, β_n), который за весь срок службы машины создает весьма малое число циклов нагружения. Поэтому β_n можно не учитывать при расчете на усталостную прочность. Однако значение ν_n важно знать при расчете на статическую прочность.

Рис.1.11 и 1.12 и вывод формулы для эквивалентной нагрузки

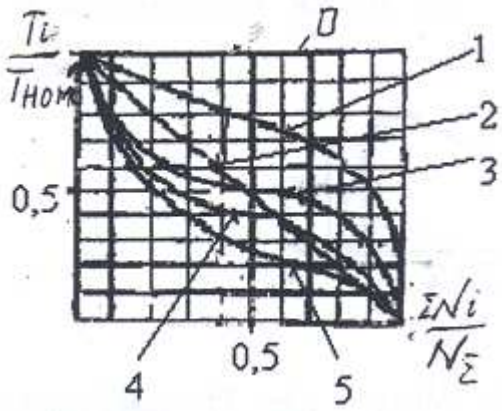


Рис.1.11

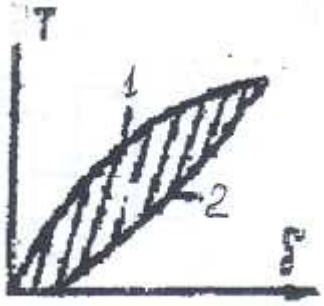


Рис. 1.12

Из сказанного ясно, что накопление усталостных повреждений при заданной нагрузке (или при соответствующем напряжении σ или τ) определяется отношением N_i^* / N_i , где N_i^* - фактическое число циклов нагружений, испытываемое деталью при нагрузке Ti ; Ni - - предельное число циклов нагружений, которое может выдержать деталь в соответствии с кривой выносливости (рис.1.6) при той же нагрузке. При другой нагрузке, T_{i+1} , накопится повреждений пропорционально отношению N_{i+1}^* / N_{i+1} . Разрушение произойдет, когда сумма отношений вида N_i^* / N_i будат равна единице, т.е.

$$\sum_{i=1}^{i=k} \frac{N^*_i}{N_i} = 1. \qquad (1.17)$$

В этих представлениях о накоплении усталостных повреждений не учтено влияние величины нагрузки, ее чередование и др.Все эти факторы можно учесть, если записать выражение (1.17) в виде

$$\sum_{i=1}^{i=k} \left(\frac{N^*_i}{N_i}\right)^{\gamma} = a. \qquad (1.18)$$

Однако, в связи с отсутствием достоверных данных о показателе степени γ и о величине a , в настоящее время принята гипотеза простого линейного суммирования повреждений, в соответствии с которой γ =1 и a =1. Таким образом , расчет ведут по выражению (1.17)

Введем параметры эквивалентной нагрузки N_E , σ_E и воспользуемся уравнением (1.1) левой ветви кривой выносливости. Тогда для некоторого i - го нагружения можно записать

$$\sigma_i^q N_i = \sigma_R^q N_0, \qquad (1.19)$$

из которого можно определить Ni и подставить его в уравнение (1.17)

Имея далее в виду, что $1 = N_\Sigma / N_\Sigma$, получим

$$\frac{N_1^* \sigma_1^q}{\sigma_R^q N_0} + \frac{N_2^* \sigma_2^q}{\sigma_R^q N_0} + \frac{N_3^* \sigma_3^q}{\sigma_R^q N_0} + ... = \frac{N_E^* \sigma_E^q}{\sigma_R^q N_0} \qquad (1.20)$$

или

$$\sum_{i=1}^{i=k} N_i^* \sigma_i^q = N_E \sigma_E^q. \qquad (1.21)$$

При нагружении типовым режимом зависимость (10.74) принимает вид

$$\int_0^{N_E} \sigma^q dN = N_E \sigma_E^q. \qquad (1.22)$$

где σ - текущее значение напряжений в соответствии с типовым графиком нагружения, dN - элементарное приращение числа циклов нагружения

Интегрирование осуществляется по всему сроку службы детали, который в циклах нагружения определяется N_Σ .

В практике расчетов удобно перейти от напряжений в уравнении (1.21) или (1.22) к соответствующим нагрузкам. Связь между нагрузкой Т и напряжением в общем виде выражается соотношением

$$T = A\sigma^{\zeta}, \qquad (1.23)$$

где А - коэффициент пропорциональности,

$\zeta = 1$ - при растяжении(сжатии), изгибе и кручении (при кручении вместо σ записывается τ),

$\zeta = 2$ и $\zeta = 3$ - соответственно для контактных напряжений при начальном касании по линии и в точке.

Поскольку ступенчатый график нагружения (рис. 1. 10) и типовые режимы нагружения (рис. 1.11 заданы в относительных величинах, то используя (1.23), умножив и разделив левые части уравнений (1.21) и (1.25) на величину Тном , где Тном - наибольшая длительно действующая нагрузка, принятая за номинальную, получим

$$T_{ном}^{\frac{q}{\zeta}} N_{\Sigma}\mu = T_E^{\frac{q}{\zeta}} N_E, \qquad (1.24)$$

где $\mu = \sum_{i=1}^{i=k} \nu_i^{\frac{q}{\zeta}} \beta_i$ - для ступенчатого графика нагружения,

$\mu = \int_0^{N_{\Sigma}} \nu^{\frac{q}{\zeta}} d\beta$ - для типового режима нагружения,

$\nu_i = \frac{T_i}{T_{ном}}$; $\beta_i = \frac{N_i^*}{N_{\Sigma}}$; и $\nu = T / Тном$; $d\beta = d(\frac{N}{N_{\Sigma}})$.

В уравнении (1.24) два неизвестных : T_E и N_E . Поэтому определить один из них можно, если задаться другим.

При расчете **ПО МЕТОДУ ЭКВИВАЛЕНТНОГО ЧИСЛА ЦИКЛОВ НАГРУЖЕНИЯ** (метод 1) из (1.24) определяется N_E ,при этом задаются T_E = Тном . Тогда

$$N_E = N_{\Sigma} \cdot \mu \qquad (1.25)$$

При расчете **ПО МЕТОДУ ЭКВИВАЛЕНТНЫХ НАГРУЗОК** (метод 2) из (1.24) определяется T_E , при этом задаются $N_E = N_{\Sigma}$.

Тогда

$$T_E = Тном\ K_E \qquad (1.26)$$

где Тном - номинальная нагрузка. Если задан ступенчатый график нагружения, то Тном - наибольшая длительно действующая нагрузка. Если задан типовой режим нагружения, то Тном = Tmax ,т.е. за номинальную принимают максимальную нагрузку.

$$K_E = \mu^{\frac{\zeta}{q}}. \qquad (1.27)$$

Значения μ для типовых режимов нагружения при расчете контактных напряжений (в случае $q / \zeta = 3$) и при расчете на изгиб, растяжение(сжатие) и кручение ($q / \zeta = 6$, либо $q / \zeta = 9$) приведены в таблице 1.2

быть учтены либо при вычислении действующего напряжения σ, либо - при вычислении допускаемого напряжения $[\sigma]$, и в этом различаются методы расчета.

При расчете по методу 1

учет переменности нагрузок осуществляется при вычислении допускаемого напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{пр}}{n} = \frac{\sigma_R}{n} K_L. \qquad (1.28)$$

где $\sigma_{пр}$ - предельное эквивалентное напряжение,

σ_R - предел выносливости при заданном коэффициенте асимметрии цикла нагружения,

n - коэффициент запаса прочности,

$K_L = \sqrt[q]{\frac{N_0}{N_E}}$ - коэффициент долговечности.

Выражение для K_L получено следующим образом. Эквивалентному числу циклов нагружения N_E на кривой усталости соответствует некоторое предельное напряжение $\sigma_{пр}$. Между параметрами эквивалентного режима ($\sigma_{пр}$;N_E) и базового режима (σ_R ; N_0) существует соотношение (в том случае, когда $N_E < N_0$)

$$\sigma_{пр}^q N_E = \sigma_R^q N_0;$$

откуда

$$\sigma_{пр} = \sigma_R K_L. \qquad (1.29)$$

При расчете по методу 2

допускаемое напряжение вычисляется по формуле (1.28), однако коэффициент долговечности

$$K_L = \sqrt[q]{\frac{N_0}{N_E}}. \qquad (1.30)$$

В графе 3 приведены формулы для варианта расчета, когда переменность нагрузки учитывается также при вычислении эквивалентной нагрузки, но из выражения

$$T_E = Кд Тном \qquad (1.31)$$

где Кд - коэффициент , Кд = $\frac{K_E}{K_L^{\zeta}}$.

Номер режима	μ при q/ζ			K_E при q/ζ		
	3	6	9	3	6	9
1	0,500	0,300	0,200	0,800	0,82	0,84
2	0,250	0,143	0,100	0,630	0,72	0,77
3	0,120	0,065	0,053	0,565	0,63	0,69
4	0,125	0,038	0,016	0,500	0,58	0,63
5	0,063	0,013	0,004	0,400	0,48	0,54

Таблица 10. 2

Значения K_E для типовых режимов нагружения при расчете на контактную прочность ($K_E = \sqrt[3]{\mu}$) и расчете на изгиб, растяжение и кручение ($K_E = \sqrt[q]{\mu}$) также приведены в таблице 10.2.

Расчеты на прочность деталей машин, как известно, сводятся к определению действующих напряжений и сравнении их с допустимыми, т.е. к проверке неравенств

$$\sigma \le [\sigma] \text{ и } \tau \le [\tau]$$

В расчете при переменных нагрузках параметры эквивалентного режима нагружения могут

Таким образом, в коэффициенте Кд учитывается и длительность работы и переменность нагрузки. Поэтому допускаемое напряжение в этом варианте расчета вычисляется по базовому значению предела выносливости

$$[\sigma]=\frac{\sigma_R}{n}.$$

Выражение для коэффициента Кд получено из следующих соображений. Представим (1.23) в виде

$$\sigma = A_1 T^{\frac{1}{\zeta}}, \qquad (1.32)$$

где $A_1 = (\frac{1}{A})^{\frac{1}{\zeta}}$, Т- расчетная нагрузка.

Воспользовавшись (1.28), (1.32) и (1.26), запишем

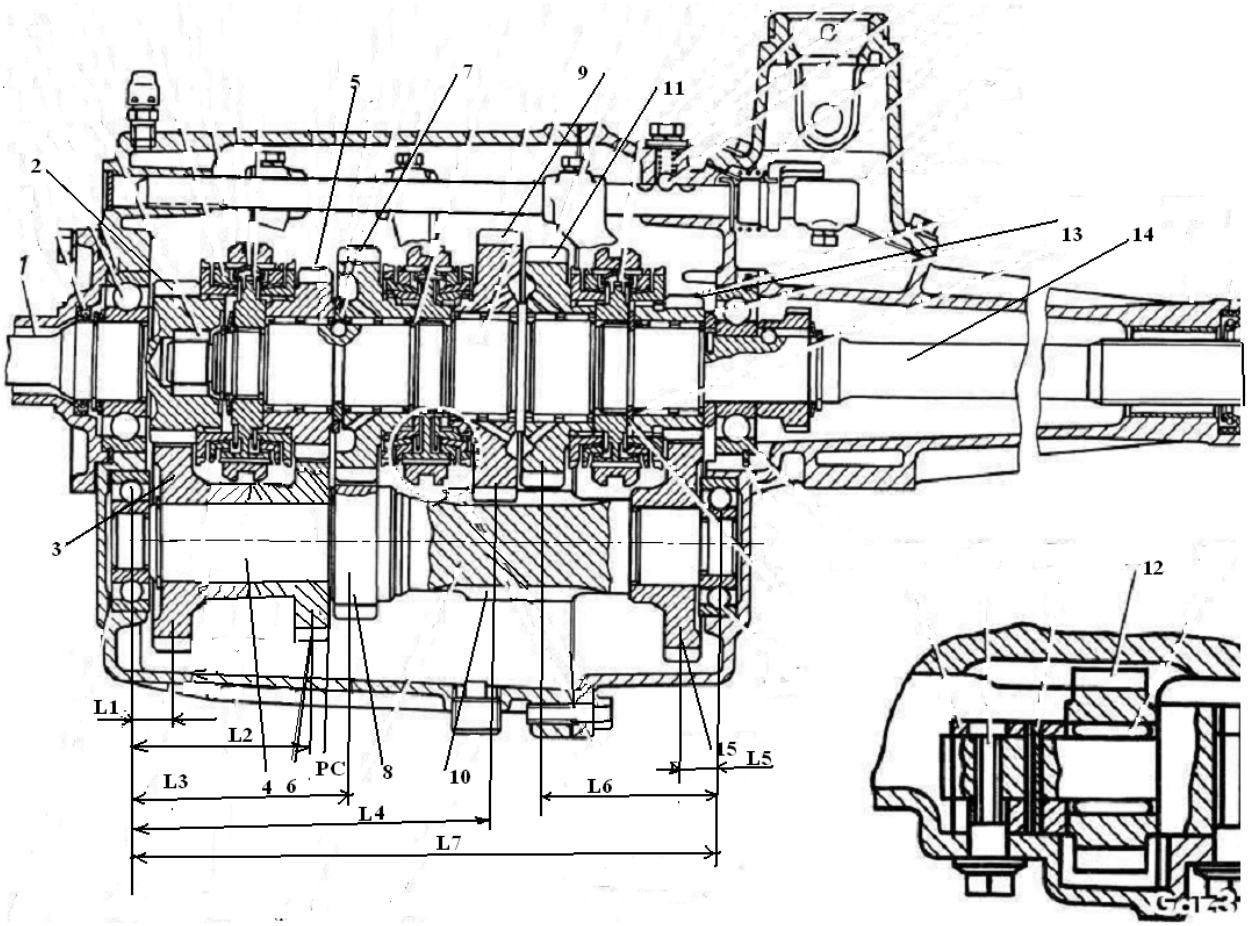
$$\frac{\sigma_R}{n} = \frac{1}{K_L} A_1 \left(K_E T_{ном}\right)^{\frac{1}{\zeta}}$$

В этом последнем выражении обозначим

$$T_E = \frac{1}{K_\tau^\zeta} K_E T_{ном} = K_Д T_{ном}.$$

ПРИМЕР 1

Условие: Рассчитать на прочность промежуточный вал 2 коробки передач автомобиля «ГАЗЕЛЬ» (Рис. 1.13)



Исходные данные.

(К сожалению, мне не удалось узнать модули колес и число их зубьев, а также линейные размеры коробки передач. Поэтому настоящий пример не может быть доведен до цифр. Приходится ограничиться расчетом в общем виде)

1. Двигатель.

Мощность максимальная 80 кВт при $\omega_1 = 400$ с$^{-1}$.

Вращающий момент, максимальный 220 Н.м при $\omega_1 = 220$ с$^{-1}$

Принимаем за расчетные $\omega_1 = 300$ с$^{-1}$ и $M_1 = 200$ Н.м

Расчетный срок службы (ресурс) – 5 лет при односменной работе.

2.Характеристика коробки передач.

2.1. Передаточные числа U зацепляющихся колес. Индексами обозначены номера колес

$U_{2,3}, U_{6,5}, U_{8,7}, U_{15,13}, U_{10,9}, U_{10,11}$.

2.2. Передачи коробки :

Первая передача $U_1 = U_{2,3}U_{10,9} = 4,05$

Вторая передача $U_2 = U_{2,3}U_{8,7} = 2,34$

Третья передача $U_3 = U_{2,3}U_{6,5} = 1,395$

Четвертая передача $U_4 = 1$

Пятая передача $U_5 = U_{2,3}U_{15,13} = 0,849$

Задний ход $U_{3.x} = U_{2,3}U_{10,11}$.

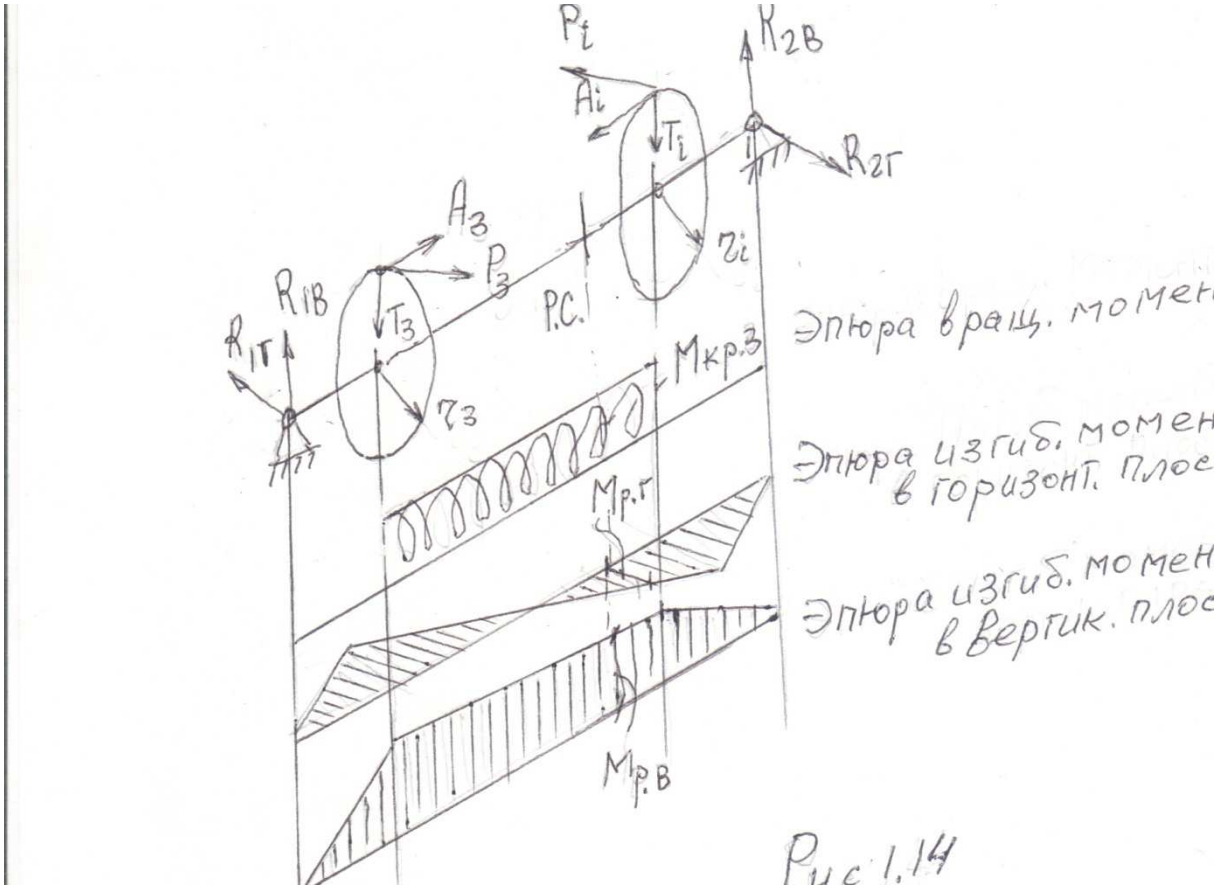
2.3 Линейные размеры в коробке

Диаметр в расчетном сечении d_4

Расчетное сечение см. на рис.13 РС, там же длины вала 4.

3. Нагрузки на вал 4

На рис. 1.14 приведена схема нагружения вала 4 при включении i- ой передачи. Там же приведены эпюры вращающих и изгибных моментов сил.



3.1.Условие прочности по касательным напряжениям

Из рис.1.14 следует, что независимо от включенной передачи вращающий момент на валу 4 постоянен и равен

$$M_{кр.3} = P_3 r_3,$$

Где $P_3 = \dfrac{M_1}{r_2}$, r_2 – *радиус колеса*2 .

Тогда касательные напряжения в валу 4

$$\tau = \frac{M_{кр.3}}{W_P} = \frac{M_{кр.3}}{0,2d_4^3}$$

Где W_P - полярный момент сопротивления в расчетном сечении вала 4

Условие прочности по касательным напряжениям

$$\tau \le [\tau] \qquad (1.33)$$

Где $[\tau]$ - допускаемое касательное напряжение

$$[\tau] = \frac{\tau_{пр}}{n}$$

Где $\tau_{пр}$ - предельное напряжение, при котором происходит разрушение образца.

n – назначенный запас прочности по касательным напряжениям.

Определим $\tau_{пр}$.

Для этого обратимся к кривой усталости на рис.1.6

Для случая касательных напряжений кривая усталости показана на рис. 1.15.Также

, как на рис. 1.6 кривая усталости в точке А разделена на два участка: левый, он крутопадующий, его уравнение показано на рис. 1.15, и правый, он почти горизонтальный.

Координаты точки А : $\tau_{-1}^4.N_0$, где τ_{-1} - предел выносливости при знакопеременном цикле нагружения касательными (крутильными) напряжениями. $N_0 = 4.10^6$ - базовое число циклов нагружения.

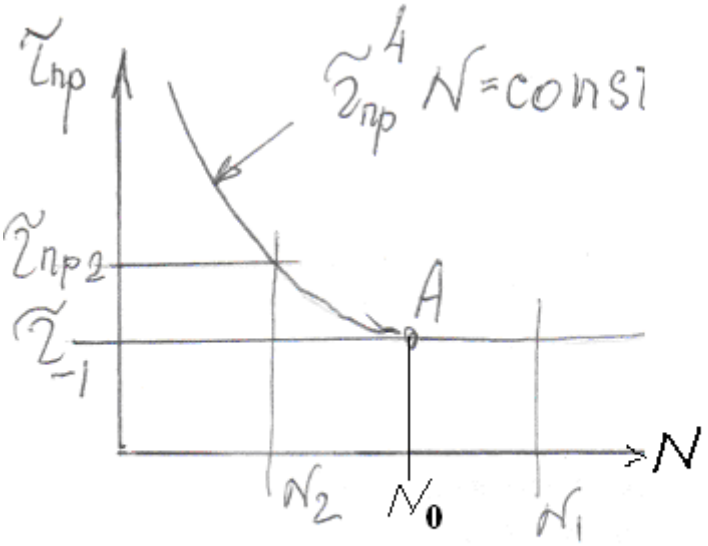


Рис. 1.15

Теперь можно вычислить N_1 число циклов нагружения вала за весь срок его службы. При этом используются исходные данные: срок службы машины 5 лет , работа односменная, частота оборотов вала 3000 оборотов в минуту.

$$N_1 = 5.300.8.60.3000 = 216.10^7$$

Нами получено, что $N_1 > N_0$, значит $\tau_{пр} = \tau_{-1}$.

Ели бы мы получили $N_2 < N_0$, то $\tau_{пр}$ определяется следующим образом.

Записывается уравнение кривой выносливости для точки А и точки , где N_2

$$\tau_{пр}^4.N_2 = \tau_{-1}^4 N_0$$

Откуда получаем $\tau_{пр} = \tau_{-1}\sqrt[4]{\frac{N_0}{N_2}}$

Фактический запас прочности при действии только касательных напряжений вычисляется по формуле (1.9). Если бы мы получили, что $N_2 < N_0$, то вместо τ_{-1} ставить $\tau_{пр}$. При расчете касательных напряжений от действия крутящего момента принимают пульсирующий цикл нагружений и потому формула (1.9) записывается в виде

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau)0,5\tau}$$

Важно отметить, что в валу 4 действует только одно касательное напряжение вне зависимости какая передача включена.

Другое дело напряжения изгиба. Для их определения надо рассматривать все i

передач. Для каждой передачи приходиться определять:

1. Реакции в опорах
2. Строить эпюры изгибающих моментов в двух плоскостях (от сил Р в горизонтальной плоскости и сил Т и осевой силы А– в вертикальной плоскости (см. рис.1.14).
3. Вычислить суммарный изгибающий момент в расчетном сечении

$$M_{сум} = \sqrt{M_{гор}^2 + M_{вер}^2}$$

4. Для каждой передачи определить напряжения в расчетом сечении

$$\sigma_i = \frac{M_{сум.i}}{W_{из}} = \frac{M_{сум.i}}{0{,}1d_4^3}$$

Для этих вычислений удобно построить график времени нагружений каждой передачи. Он строится по данным условия задачи (рис.1.16)

После этого определяется эквивалентное напряжение в расчетном сечении по формуле (1.21). В этой формуле два неизвестных и только одно уравнение для их определения. Поэтому приходиться одним из неизвестных задаваться.

В данном случае удобно задаться σ_E.

Обычно принимают σ_E равным наиболее длительно действующей нагрузке, то есть $\sigma_E = \sigma_V$. После этого можно вычислить из (1.21) N_E. При этом используются данные графика времени нагружения. Нетрудно заметить , что мы получаем $N_E > N_0$ и потому в качестве предельного напряжения принимаем σ_{-1}. Тогда для вычисления фактического запаса прочности при действии только нормальных напряжений используем формулу (1.8),Поскольку изгибные напряжения в валу изменяются по знакопеременному циклу, то формула (1.*) принимает вид

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_E}$$

Если бы при вычислении N_E мы получили $N_E < N_0$, то в (1.8) вместо σ_{-1} Следует ставить $\sigma_{пр}$, которое вычисляется аналогично тому как это описано для случаю только касательных напряжений.

Рис. 1.16

По полученным значениям n_τ и n_σ вычисляется суммарный запас прочности при одновременном действии касательных и нормальных напряжений по формуле (1.16).

На этом расчет вала на прочность окончен.

В заключение надо сделать одно замечание. Валы коробок передач рассчитывают на жесткость и из условия достаточной долговечности подшипников. В этих расчетах диаметры валов получаются большими , чем при расчете на прочность. Поэтому расчеты валов коробок передач выполняют достаточно редко.