

Министерство образования Республики Беларусь  
Белорусский национальный технический университет  
Машиностроительный факультет

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ  
МАШИНОСТРОЕНИЯ В ОБЛАСТИ МОБИЛЬНЫХ МАШИН,  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ  
И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Материалы 80-й студенческой  
научно-технической конференции  
21-22 мая 2024 г.

Минск  
БНТУ  
2024

Редакционная коллегия:

Калина А.А., Василенок В.Д., Протасеня О.Н., Сашко К.В., Швец И.В.,  
Кавальчук О.Н., Козлова Т.В., Комяк И.М., Куранова О.В.,

Составитель:

Борисов П.Ю.

Издание включает материалы 80-й студенческой научно-технической конференции «Перспективные направления развития машиностроения в области мобильных машин, технологического оборудования и энергетических систем», прошедшей на базе кафедры «Машиноведение и детали машин». В нём изложены основные направления развития машиностроения, использование современных компьютерных программ в проектировании передач.

## Содержание

Построение графиков производительности шестерёнчатого насоса.....	4
Студенты гр. 10706122 Шило Н.Ю., гр. 10706121 Розов Д.В. ....	4
Исследование динамических нагрузок на здание энергоблока АЭС на примере падения самолета .....	15
Студенты гр. 10608122 Ю.С. Ровская, С.А. Лучина.....	15
История развития информационных технологий .....	23
Студент гр.10303123 А.В. Кузнецов .....	23
Механические воздействие внешних факторов на лэп .....	26
Студенты гр. 10609123 Пономаренко Р.Е., Цецоха Н.С. ....	26
Влияние пружины податливости при расчете двутавровой балки на ударную нагрузку .....	38
Студент гр. 11006121 Махнач Н. А., студент гр. 11001122 Гончарова Е. А. .	38
Простые замкнутые дифференциалы.....	42
Магистрант Долгий С.А. ....	42
Использование САД систем в проектировании зубчатых передач редукторов	47
Студенты гр. 10305222 Крепская В.Я., Жаврид Ю.Ю. ....	47
Способы регулировки и контроля натяжения ремней в ременной передаче..	51
Студент гр. 10305122 Карпович И.М. ....	51
Исследование несущей способности плоскоременной передачи .....	56
Студенты гр. 10305122 Шишлов Д.В., гр. 10603322 Внучко В.И.....	56
Сравнительные исследования ременных передач различных типов.....	63
Студенты гр. 10305122 Каношкин А.Ю., гр. 10603322 Горбачев Н.В. ....	63
Совершенствование конструкции натяжного устройства в ременной передаче	69
Студенты гр. 10305122 Шишлов Д.В., гр. 10603322 Внучко В.И.....	69
Способы контроля величины натяжения ремня в ременной передаче.....	76
Студенты гр.10305122 Шишлов Д.В. , гр 10603322 Внучко В.И.....	76
Вакуумная и компрессорная техника: история, состояние.....	79
и перспективы развития.....	79
Студент гр. 10904122 Бабич Л.В., .....	79
Применение металлокерамических материалов во фрикционных муфтах и тормозах современных машин.....	84
Студенты гр. 10904122 Стецик М.В., Щерба Д.А. ....	84
Программа для расчёта привода .....	87
Студентка гр. 10606122 Барбарич Е.В. ....	87

УДК 621.

## Построение графиков производительности шестерёнчатого насоса

Студенты гр. 10706122 Шило Н.Ю., гр. 10706121 Розов Д.В.

Научные руководители – доцент Василёнок В.Д.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

### Введение

Шестеренный насос относится к категории объемных насосов прямого вытеснения. Шестерни насоса размыкаются на всасывающей трубке, что создает вакуумное всасывание. Жидкость попадает в насос в пространстве между шестернями и корпусом насоса, затем шестерни смыкаются и жидкость выталкивается в напорный патрубок. Насос отлично справляется с высоковязкими жидкостями и создаёт ровный поток без пульсаций. Популярность таких насосов обусловлена тем, что они имеют простую, надежную конструкцию и относительно невысокую стоимость

Шестеренчатые насосы бывают двух основных исполнений: внешнего зацепления и внутреннего зацепления:

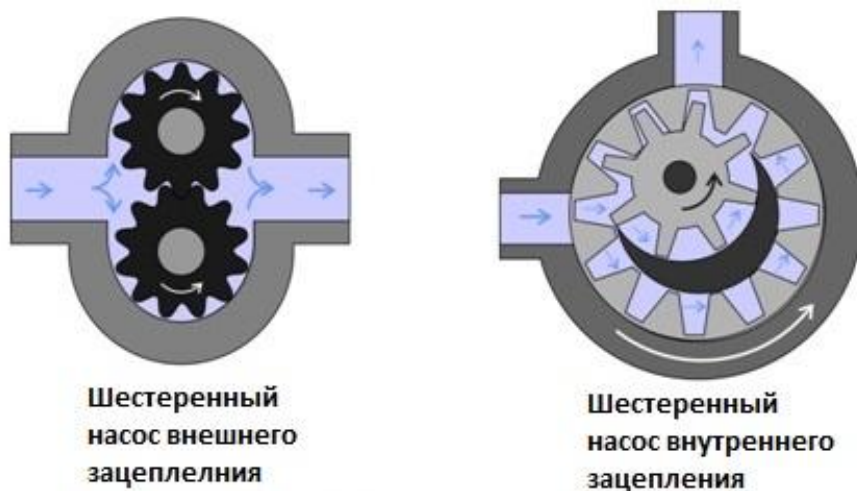


Рис. 1. Виды шестеренчатых насосов

### Вывод основной формулы производительности

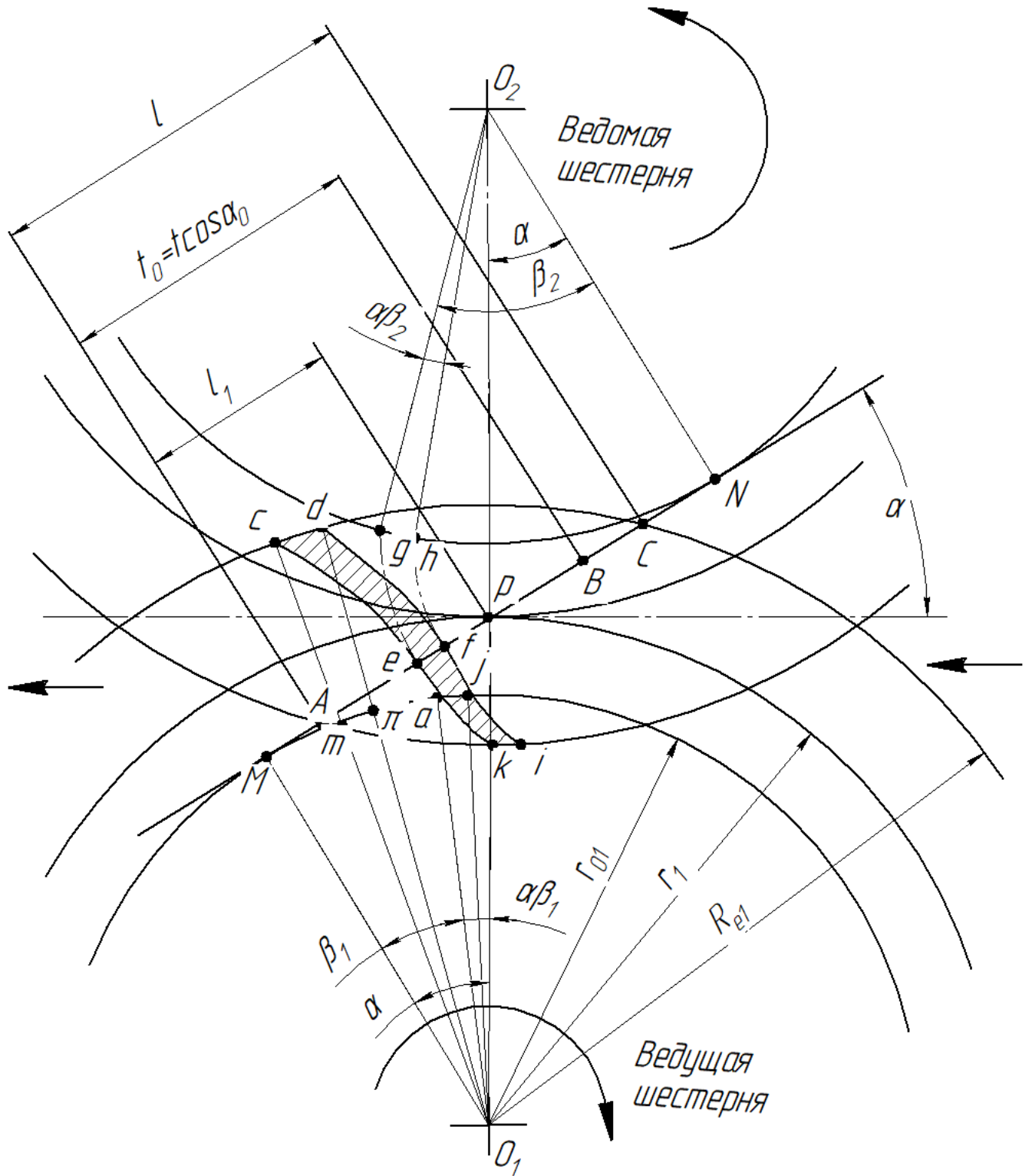


Рис. 2. Чертёж для вывода формулы теоретической производительности НШ

Подача насоса  $dq$  за бесконечно малый промежуток времени  $dt$  может быть найдена путем определения объема жидкости, вытесняемой соприкасающимися профилями зубьев сцепляющихся шестерен за тот же элемент времени.

За исходное положение выбран момент времени  $t$ , при котором профили зубьев касаются в точке  $e$  (рис. 2), расположенной от полюса зацепления  $P$  на расстоянии  $Pe = -x$  (условимся считать положительным вправо от полюса).

При этом положение профиля ведущего колеса  $sea$  характеризуется углом  $\beta_1$ , а положение профиля ведомого колеса  $keg$  — углом  $\beta_2$ .

При повороте шестерен на бесконечно малый угол  $d\beta$  профиль ведущей шестерни примет положение  $dfi$ , а профиль ведомой —  $ifh$ , и зацепление их произойдет в точке  $f$ , находящейся от  $e$  на расстоянии  $dx$

Объем вытесненной за время  $dt$  жидкости равен произведению заштрихованной площади между кривыми  $sef$  и  $dfi$  на ширину куба  $b$ :

$$dq = (dScdef + dSejki)b = (dS1 + dS2)b$$

Но площадь  $dS1 = dScdef$  можно рассматривать как разность площадей  $dS3 = dSa/ed$  и  $dS4 = dSajef$ :

$$dS1 = dS3 - dS4$$

Площадь  $dS3 = dSajed$  равна площади  $dScdmn$  и равна по величине

$$dS3 = \frac{(R_e^2 - r_0^2)d\beta}{2}$$

Площадь  $dS4 = dSajef$  согласно первому свойству эвольвенты равна

$$dS4 = \frac{r_0^2}{6} [(\beta_1 + d\beta)^3 - \beta_1^3]$$

так как она равна разности площадей  $Mfi$  и  $Mea$ , ограниченных касательными  $Me$  и  $Mf$ , дугами основной окружности  $Ma$  и  $Mj$  и эвольвентами  $ea$  с углом  $\beta_1$  и  $if$  с углом  $(\beta_1 + d\beta_1)$ .

Отбрасывая бесконечно малые величины высших порядков, получим

$$dS4 = \frac{r_0^2}{6} * 3\beta_1^2 * d\beta = \frac{r_0^2 \beta_1^2 * d\beta}{2}$$

Подставляя уравнения, получим

$$dS1 = \left( \frac{R_e^2 - r_0^2}{2} - \frac{r_0^2 \beta_1^2}{2} \right) d\beta$$

Площадь  $dS2 = dSefki$  также найдем как разность площадей  $dS5 = dSkigh$  и  $dS6 = dSefgh$ :

$$dS2 = dS5 - dS6$$

Площадь  $dS5 = dSkigh$  аналогично предыдущему равна

$$dS5 = \frac{(R_e^2 - r_0^2)d\beta}{2}$$

а площадь  $dS6 = dSefgh$  равна

$$dS4 = \frac{r_0^2}{6} [(\beta_2^3 - (\beta_2 - d\beta)^3)]$$

Отбрасывая бесконечно малые величины высших порядков, получим

$$dS6 = \frac{r_0^2}{6} * 3\beta_2^2 * d\beta = \frac{r_0^2 \beta_2^2}{2} * d\beta$$

Зависимость между углами  $\beta_1$ , и  $\beta_2$ , можно найти из следующего:

Длина линии зацепления

$$MN = Me + Ne = UMa + UNg = r_0\beta_1 + r_0\beta_2 = r_0(\beta_1 + \beta_2);$$

$$MN = 2r_0 * tga$$

Следовательно

$$r_0(\beta_1 + \beta_2) = 2r_0 * tga,$$

Откуда

$$\beta = tga - \beta_1$$

Подставляя уравнения, получим

$$dS6 = \frac{r_0^2}{2} (4tg^2 - 4tg\beta_1 + \beta_1^2) d\beta$$

$$dS2 = \left[ \frac{R_e^2 - r_0^2}{2} - \frac{r_0^2}{2} (4tg^2 - 4tg\beta_1 + \beta_1^2) \right] d\beta$$

Суммируя найденные площади  $dS1$  и  $dS2$  и подставляя их в выражение для  $dq$ , найдем формулу

$$dq = b [R_e^2 - r_0^2 - r_0^2 (\beta_1^2 - 2tg\beta_1 + 2tg^2)] d\beta$$

Упростим эту формулу:

$$dq = b [R_e^2 - r_0^2 (1 + tg^2) - r_0^2 (\beta_1^2 - 2tg\beta_1 + tg^2)] d\beta$$

Или

$$dq = b \left[ R_e^2 - \frac{r_0^2}{\cos^2 \alpha} - r_0^2 (\beta_1 - tg)^2 \right] d\beta$$

но так как  $\frac{r_0^2}{\cos^2 \alpha} = r$ -радиусу начальной окружности  $r_0\beta_1 = UMa$ , т. е. длине касательной  $Me$ ,  $r_0 tga = MP$ , Следовательно:

$$r_0 tga - r_0\beta_1 = r_0 (tg - \beta_1) = MP - Me = Pe = -x$$

Откуда

$$x = r_0 (tg - \beta_1); dx = r_0 d\beta; d\beta = \frac{dx}{r_0}$$

Подставляя найденные значения, и в уравнение, получим

$$dq = \frac{b}{r_0} (R_e^2 - r^2 - x^2) dx$$

Для определения закона изменения подачи от начала до конца зацепления пары зубьев необходимо найти мгновенную подачу  $\frac{dq}{dt}$ . Заменяя в уравнении  $\frac{dx}{r_0}$  через  $d\beta$ , а  $d\beta$  через  $\omega dt$  получим

$$dq = b(R_e^2 - r^2 - x^2)\omega dt$$

Или

$$q_x = \frac{dq}{dt} = b\omega(R_e^2 - r^2 - x^2)$$

Формула расчёта производительности для шестерёнчатых насосов выглядит следующим образом:

$$q_x = \frac{dq}{dt} = b\omega(R_e^2 - r^2 - x^2)$$

$q$ -объём вытесненной жидкости

$b$ - ширина вытесняемого куба

$\omega$ -угловая скорость

Данная формула представляет из себя линейную зависимость квадратов и трёх переменных и произведения  $b\omega$ , таким образом график данной функции выглядит следующим образом

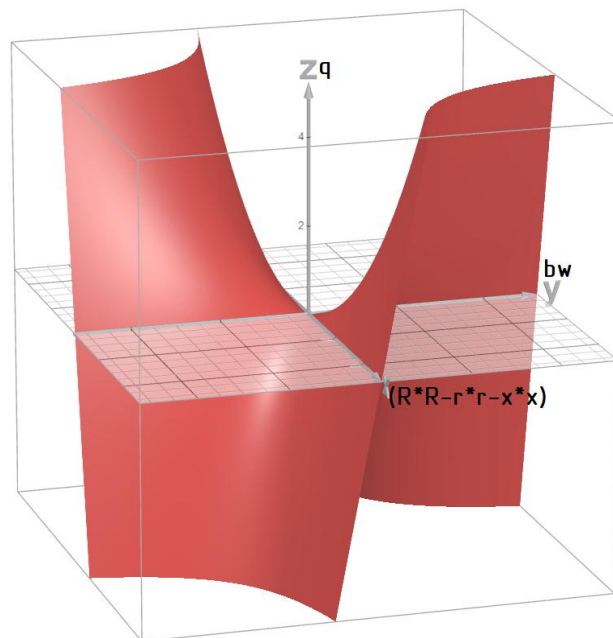


Рис. 3. График зависимости  $q$  от произведения параметров



Как и было указано ранее  $q$ - объём вытесненной жидкости, таким образом, чем выше произведение ширины куба на угловую скорость или разница квадратов размеров шестерней с их фазой, тем больше объём получаемой жидкости за время  $dt$  в каждый из определённых моментов времени, данная зависимость имеет экспоненциальный характер, что можно доказать экспериментально

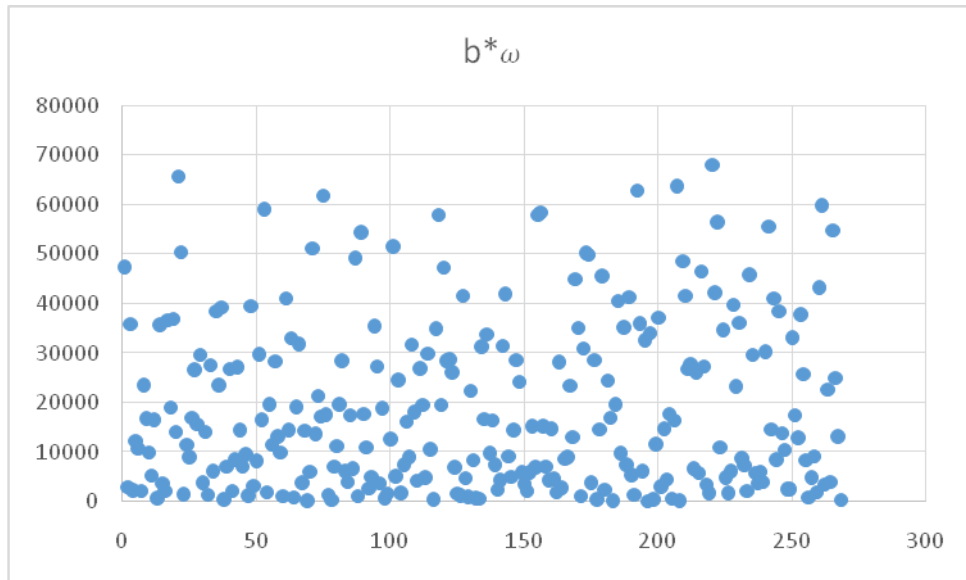


Рис. 4. Случайные результаты произведения случайного  $b$  на случайное  $\omega$ .

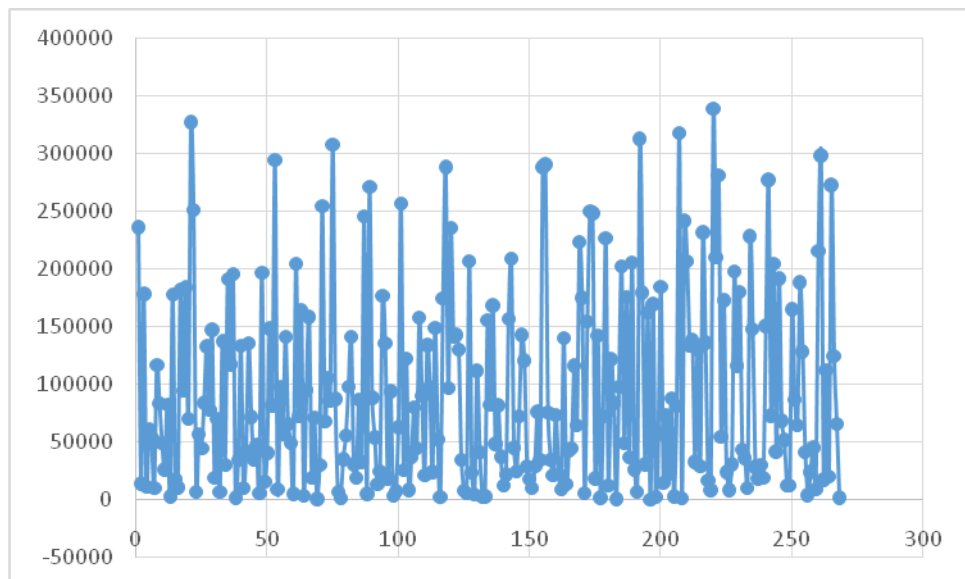


Рис. 5. Объём вытесненной жидкости при суммарном параметре колёс, равном 5

Как видно, при постоянном множителе результаты будут получаться идентичными.

При одном из членов произведения ( $b$ ,  $\omega$  или  $R_e^2 - r^2 - x^2$ ), равном нулю мы получим нуль, но, если каждый член не равен нулю мы получим следующие графики:

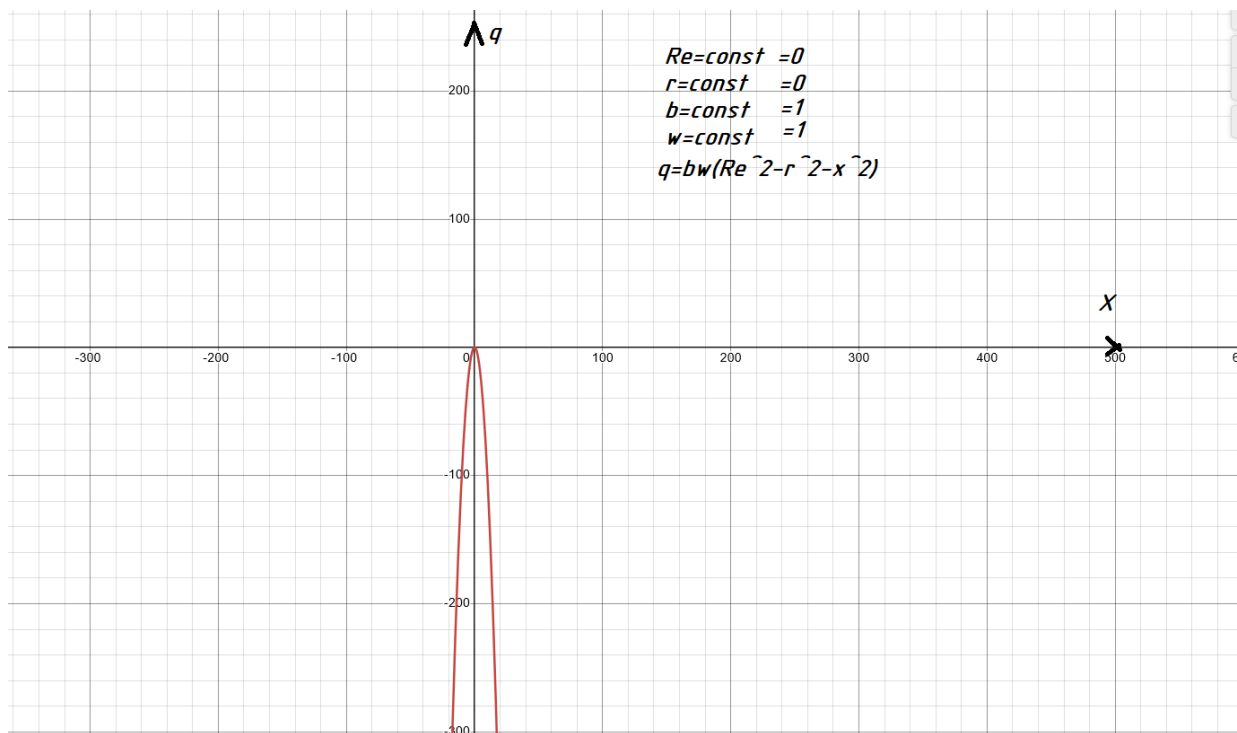


Рис. 6. зависимость  $q$  от  $x$  или  $r$

Отрицательная парабола

$$q=1*1*(0-0-x^2)=-x^2$$

При изменении  $Re$  или  $r$  график изменяет свои значения вверх на  $Re^2 - r^2$ , а зависимость  $q$  от  $r$  точно такая же, так как  $x$  в формуле находится в том же положении, что и  $r$ . Если брать зависимость  $q$  от  $Re$ , то получим

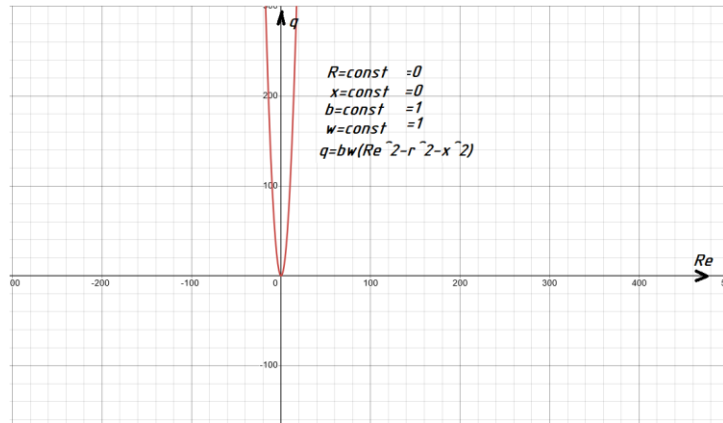


Рис. 7. Зависимость q от Re

$$q=1*1*(Re^2-0-0) = Re^2$$

Зависимость от b или  $\omega$  такова

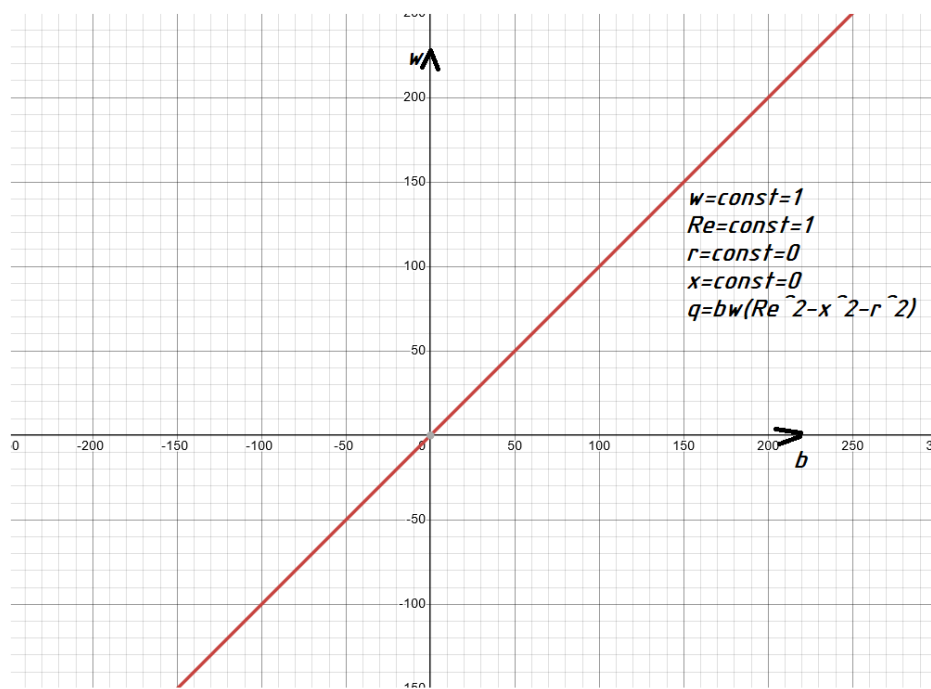


Рис. 8. Зависимость q от b или w

$$q=b*1*(1-0-0)=b$$

Позиция b и  $\omega$  одинаковы

При одинаковом росте всех параметров получим

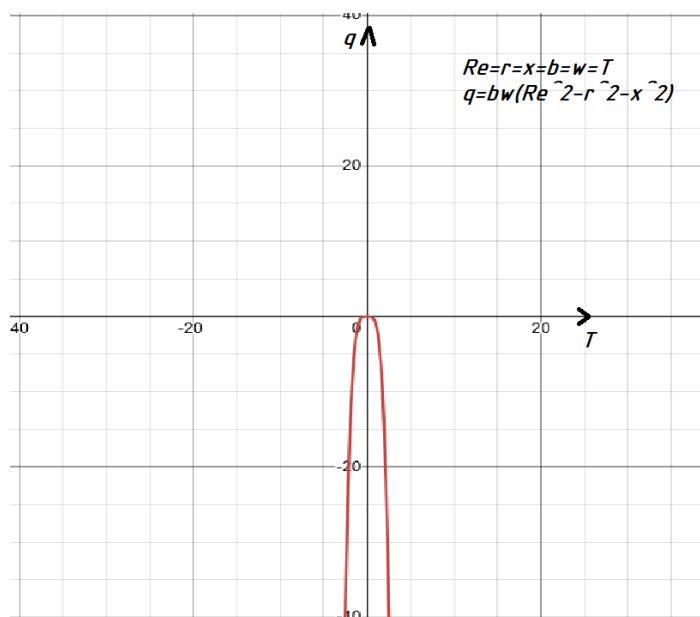


Рис. 9. Зависимость  $q$  от всех равновозрастающих параметров.

$$q = T * T * (T^2 - T^2 - T^2) = T^2(-T^2) = -T^4$$

А вот если будет расти  $b$  или  $\omega$  (оставшееся из которого останется константой, не равной нулю, для наглядности 1), совместно с  $Re$ ,  $r$  и  $x$ , то мы получим

$$Q = T * 1 * (-T^2) = -T^3$$

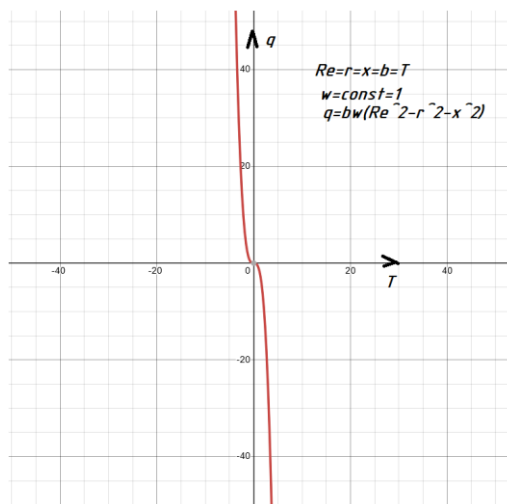


Рис. 10. Зависимость  $q$  от  $b$  или  $w$ , растущего с размерами

Это уже кубическая зависимость, однако мы не можем получить отрицательные параметры, благодаря чему она будет невозможной, и, если нам нужна положительная  $q$ , то есть для перекачки жидкости из начала в

конец, нам нужна  $Re$  большая, чем  $\sqrt{r^2 + x^2}$ , так  $q$ , при положительной  $\omega$  и существующем  $b$  (допустим, что они равны 1), имеет такую зависимость

$$q + r^2 + x^2 = Re^2$$

$$Re = \sqrt{r^2 + x^2 + q},$$

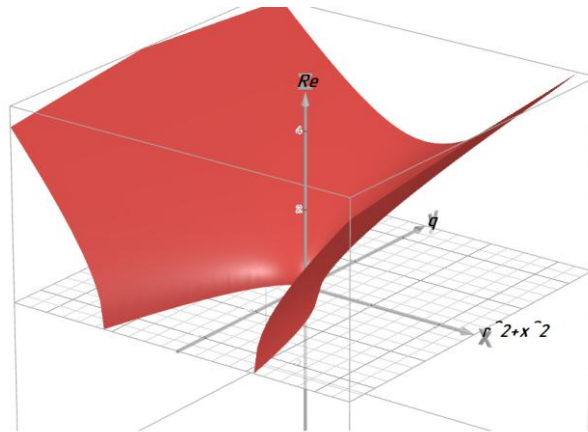


Рис. 11. Зависимость  $Re$  от оставшихся размеров и необходимой  $q$

Возьмём  $q=1$  (единица объёма в данных условиях), тогда имеем:

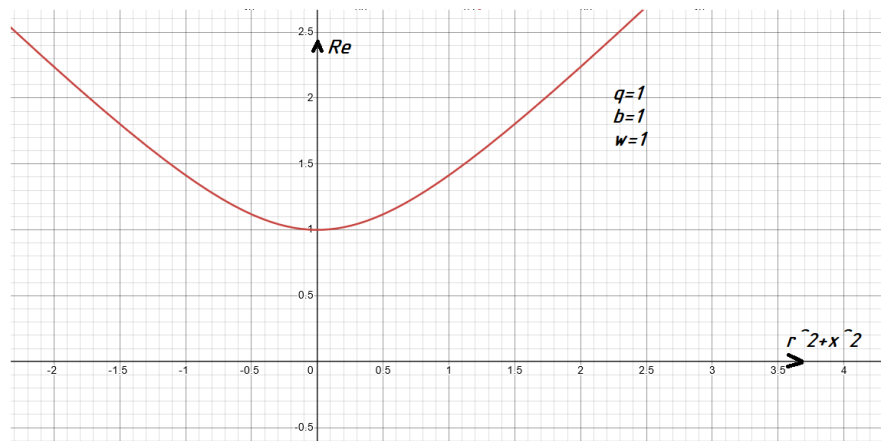


Рис. 12. Зависимость  $Re$  от размеров при  $q=1$

Если нам необходимы отдельно параметры  $r$  и  $x$ , то, исходя из формулы, имеем  $Re = \sqrt{r^2 + x^2 + q}$

$q=1$ , тогда

$Re = \sqrt{r^2 + x^2 + 1}$ , возьмём  $Re=2$ , тогда

$$2 = \sqrt{r^2 + x^2 + 1}$$

$$4 = r^2 + x^2 + 1$$

$3=r^2 + x^2$ , а это график следующей окружности

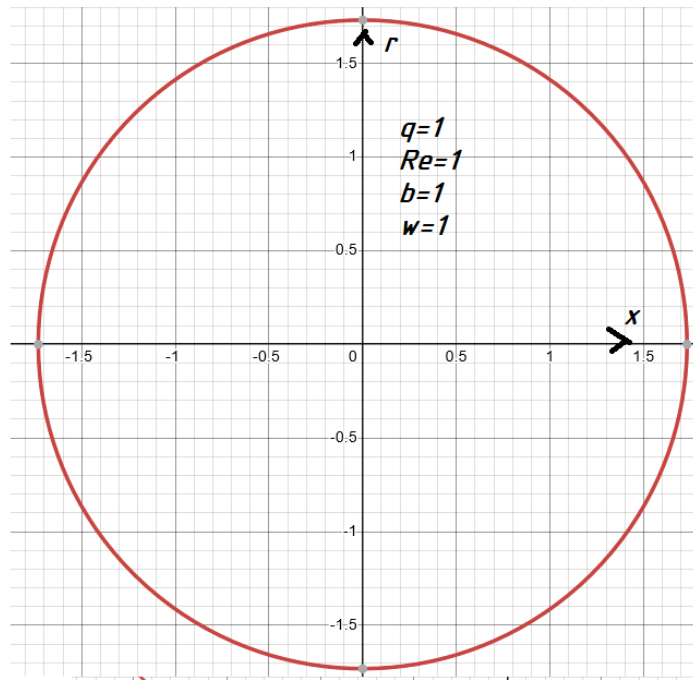


Рис. 13. Зависимость  $r$  от  $x$  при  $Re=q=1$

Благодаря формуле  $Re = \sqrt{r^2 + x^2 + \frac{q}{b\omega}}$  можно выбрать параметры  $Re$ ,  $r$  и  $x$ , а полный график таков:

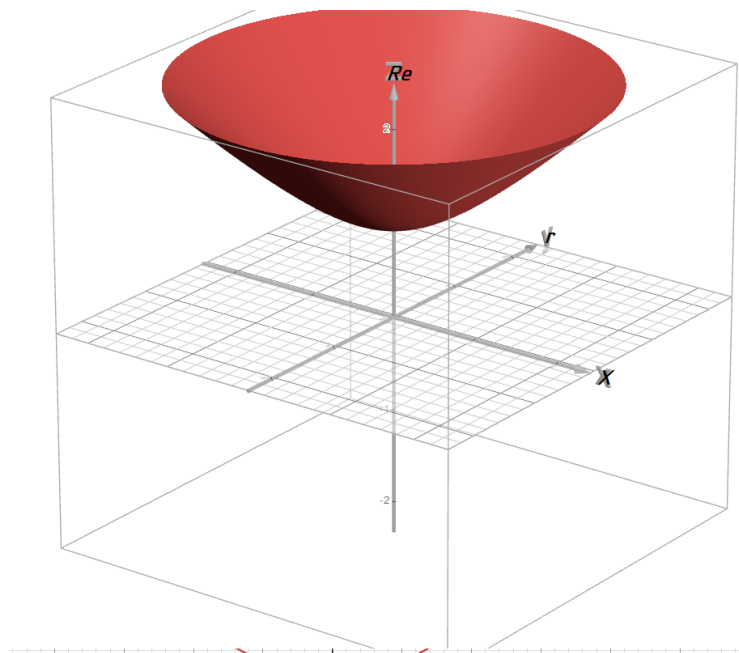


Рис. 14. Зависимость  $Re$  от остальных размеров

И расстояние до вершущи данного закруглённого конуса зависит от  $\frac{q}{b\omega}$ , которые представляют из себя параметры, выбираемые для каждого конкретного случая.

### Заключение

Были рассчитаны формулы для расчёта насоса, а также изучена формула, определяющая объём вытесненной жидкости, проверенная на модели, вследствие чего была найдена точная характеристика для зависимости значений, построен график данной зависимости.

Были построены графики так же и для посторонних зависимостей, полезные для выбора значений при конструировании насоса, в зависимости от выполняемых им функций.

### Литература

1. Юдин Е.М. Шестеренчатые насосы. Основные параметры и расчёт. – Москва:Машиностроение, 1964 -237с.

2. Насосы НШ. // ПромКомплектЦентр. [Электронный ресурс].  
 URL:<https://www.promkomplektcentr.ru/catalog/nasosy-i-nasosnoe-oborudovanie/nasosy-shesterenchatye/nasos-nsh-shesterenny-maslonasos-dlya-gidravlicheskih-system/>

3. Шестерёнчатые насосы для общего применения и тяжёлых условий эксплуатации// ТЕХНО-ГРУПП.[Электронный ресурс].

URL:<https://tehnogrupp.com/katalog/nasosy-po-tipu/shesterennye-nasosy/>

УДК 621.

### **Исследование динамических нагрузок на здание энергоблока АЭС на примере падения самолета**

Студенты гр. 10608122 Ю.С. Ровская, С.А. Лучина

Научный руководитель – старший преподаватель Т.В. Козлова

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

### **Введение**

Основным требованием к атомной электростанции (АЭС) является обеспечение радиационной безопасности. Это означает, что при любых режимах работы необходимо не допустить выброса радиоактивных веществ за пределы гермообъёма. Здание реакторного отделения должно

выдерживать землетрясение в 7 баллов и выдерживать внутреннее давление до 5 кг/см<sup>2</sup>, а также воздействие ударной волны с давлением до 30 кПа и падение самолета.

### **Основная часть.**

Строительные конструкции атомных электростанций (АЭС) подвергаются следующим видам нагрузок:

1) Постоянная нагрузка, включающая собственный вес конструкций, давление грунта и грунтовых вод на подземные части здания.

2) Длительная нагрузка, состоящая из:

-давления стационарного оборудования на фундамент здания;

-усилий от предварительного напряжения (для железобетонной внутренней защитной оболочки реакторного отделения, внутри которой находится предварительно напряженная арматура);

-вертикальных нагрузок от кранов;

-технологических нагрузок при нормальной эксплуатации АЭС, включая изменения температуры.

3) Особые воздействия, такие как сейсмические нагрузки, экстремальные погодные условия, ударная волна от взрывов, столкновение с самолетом и воздействие торнадо, которые вызывают динамическую нагрузку.

### **1. Падение самолета на АЭС.**

Удар самолета о здание АЭС вызывает многочисленные нагрузки на конструкции, однако в основном рассматривают механические нагрузки. При этом отдельно рассчитывают нагрузку от удара и разрушения фюзеляжа и обломка самолета. Обломком самолета обычно считают турбину двигателя. Среди всех экстремальных воздействий особенно опасным считается удар летящего самолета о железобетонную оболочку ядерного реактора, известную как гермооболочка, из-за угрозы распространения радиации.

Материалом для изготовления гермооболочки служит предварительно напряженный железобетон. Во время процесса изготовления создается натяжение высокопрочной арматуры в бетоне. Из-за этого возникает сжимающие напряжения в железобетоне. При ударе самолета эти зоны будут подвергаться растяжению. Такой подход повышает трещиностойкость конструкции.

При ударе какого-либо объекта о защитную оболочку учитывается иное распределение деформационных нагрузок благодаря наличию арматуры в железобетоне. Существуют различные методы для учета арматуры, включая



добавление распределенной "жесткости" в направлениях армирования или прямое моделирование отдельных стержней арматуры и арматурной сетки. Для материала арматуры обычно используется упруго-пластическая модель деформирования. При ударе самолета о бетон без арматуры, бетон принимает на себя всю нагрузку от удара. А при наличии арматуры происходит перераспределение нагрузки. Соответственно арматура принимает на себя большую часть нагрузки, испытывая растяжение и неупругие деформации, а бетон принимает на себя оставшуюся часть нагрузки.

При анализе нагрузки на неподвижную преграду со стороны самолета в процессе его разрушения можно использовать формулу J.D. Riera (1). В данном случае самолет моделируется как жесткопластический стержень.

$$R(t) = P[\xi(t)] + \xi(t)\mu[\xi(t)]. \quad (1)$$

где  $R(t)$  - мгновенная суммарное усилие на оболочку

$P(\xi)$  – предельная результирующая нагрузка, действующая со стороны неразрушенного участка фюзеляжа самолета

$\mu(\xi)$  - масса

$\xi$  - длина, отсчитываемая от носа самолета.

Второе слагаемое данного уравнения учитывает динамическую составляющую, первое слагаемое в выражении представляет собой статическое усилие во время смятия. Эта нагрузка действует, до тех пор, пока происходит смятие фюзеляжа самолета, т.е. при  $\xi > 0$ .

Отношение силы реакции железобетонной преграды ко времени при прямом и косом ударе, а также методом J.D. Riera, показано на рисунке 1. Из результатов видно, что наиболее опасным является прямой удар самолета о преграду, если мы рассматриваем максимальную реакцию на преграду как критерий опасности.

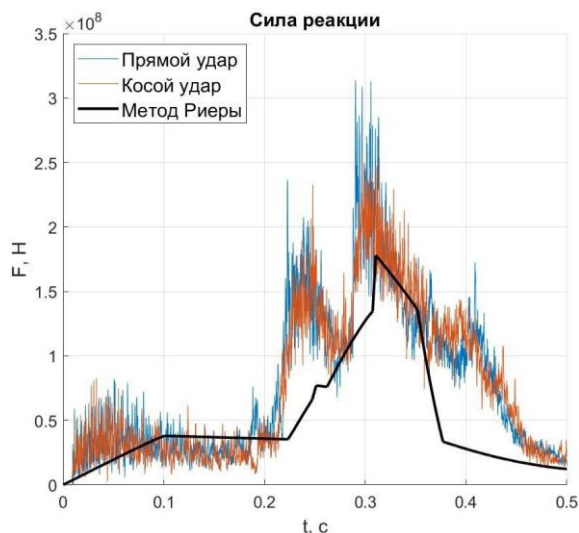


Рис. 1. Отношение силы реакции железобетонной преграды от времени при прямом и косом ударах, а также методом Риеры при ударе самолета о преграду.

На следующем рисунке (рис.2) показана зависимость степени поврежденности бетона при ударе самолета от толщины  $T$ . При столкновении в защитной оболочке реакторного здания возникнут магистральные трещины в меридиональном направлении при толщине стенки менее 2,5 м. Результаты показывают, что увеличение толщины бетонной стенки приводит к уменьшению степени поврежденности всей конструкции. Помимо этого, во всех случаях образуются магистральные трещины в кольцевом направлении снаружи защитной оболочки реакторного отделения.

Максимальное значение перемещений точек внешней защитной оболочки, равное 1,8 м, происходит при ее толщине в 0,6 м. Это вызывает неупругие деформации бетона и пластические деформации его арматуры, которые наносят значительный ущерб защитной оболочке. Из этого следует, что толщина защитной оболочки, равная 0,6 м, является неприемлемой. В соответствии с этими результатами, допустимая минимальная толщина защитной оболочки, при которой не возникает пластических деформаций арматуры, составляет 1,5 м.

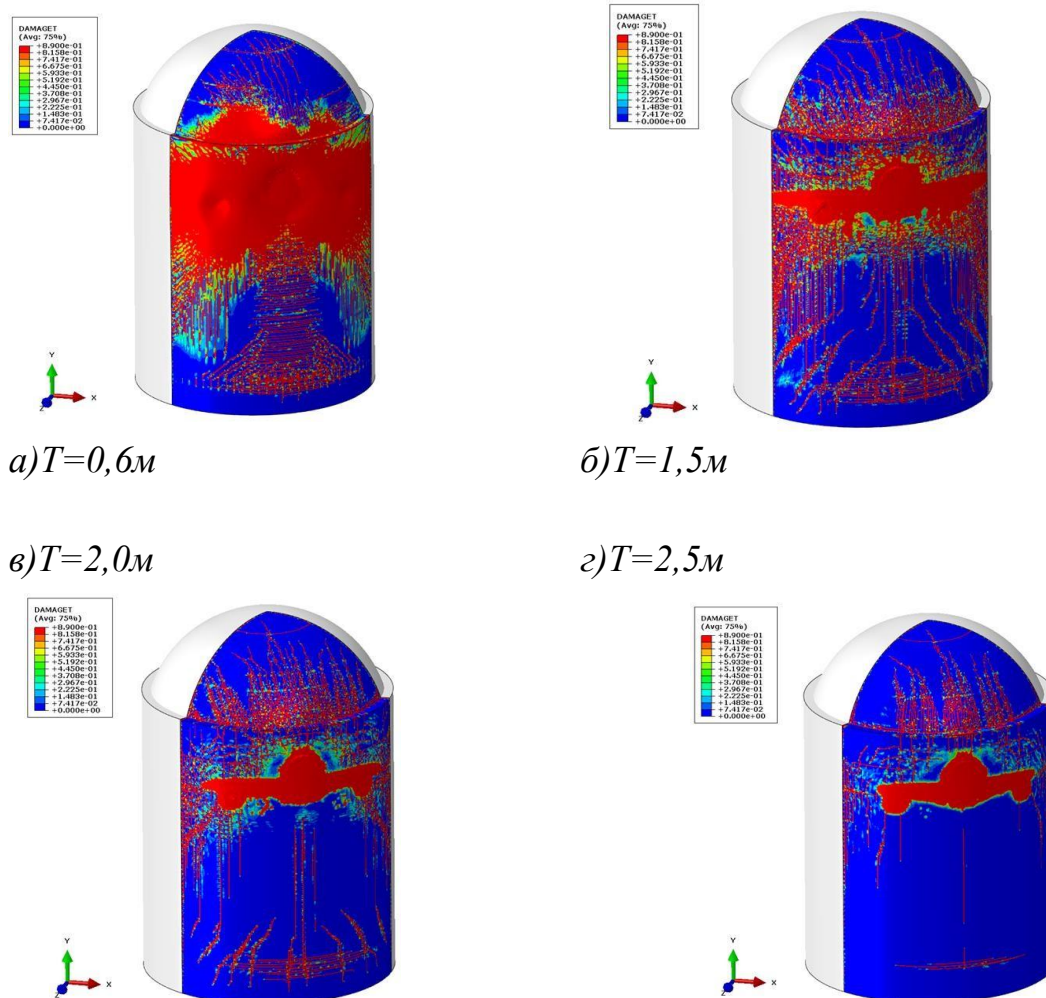


Рис. 2. Степень поврежденности бетона при различных значениях толщины  $T$  внешней защитной оболочки реактора.

## 2. Прочность строительных конструкций при нагрузке от разрушения фюзеляжа самолета.

Для расчета на прочность при ударе от фюзеляжа самолета проводят динамический расчет, применяя метод конечных элементов.

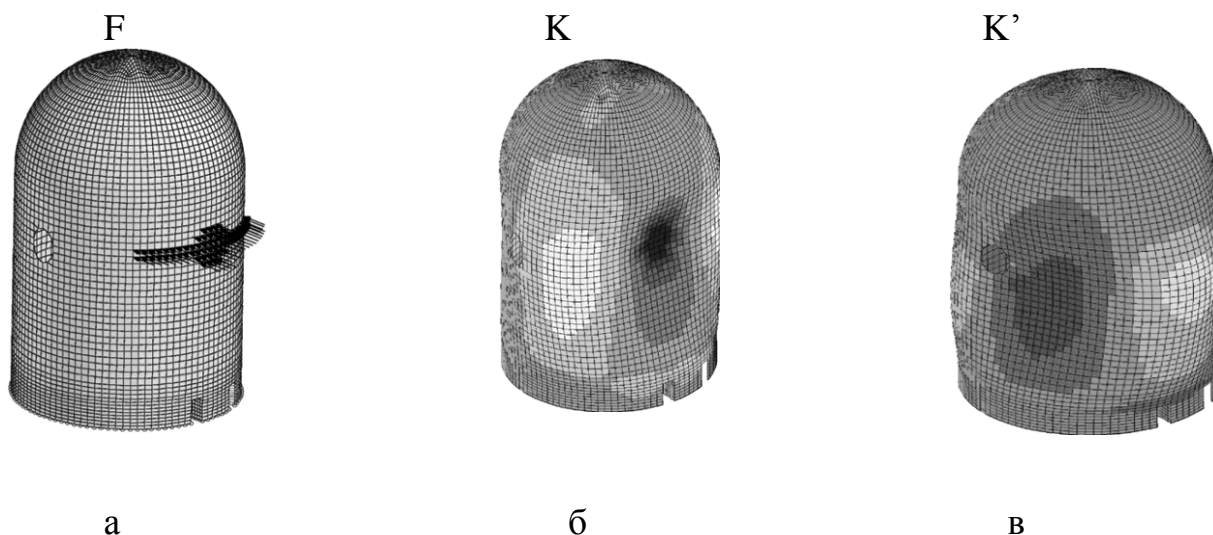


Рис. 3. Анализ деформаций и прочности наружной защитной оболочки при ударе самолета: **F** – конечно-элементная модель и схема приложения нагрузки; **K** – изгибающий момент в кольцевом направлении при максимальном прогибе внутрь; **K'** – тоже при максимальной «упругой отдаче».

В начальный момент времени защитная оболочка максимально прогибается во внутрь за счет пластических деформаций (растяжения) арматуры. Образуется «вмятина» (рис. 3б), а бока оболочки раздаются. Внешний слой арматуры оболочки в месте удара прогибается больше, чем внутренний.

Конструкция оболочки создается таким образом, чтобы ее деформации не превышали предела упругости. Максимальная упругая отдача конструкции, которая возникает в противодействие деформациям от удара самолета, показана на рисунке 3в. Она возникает после прекращения нагрузки. На участке, где происходит упругая отдача, оболочка становится выпуклой, а ее бока – втянутыми. Наружная поверхность оболочки испытывает растяжение. Поэтому требуется усиление армирования этой области путем использования более прочной арматуры, либо увеличение ее количества. Так как наружный слой арматуры в оболочке испытывает большие нагрузки, чем внутренний, то для наружной поверхности требуется более высокий процент армирования.

При проведении проверочного расчета на прочность строительных конструкций искусственно завышаются допускаемые значения прочности

материалов в соответствии со стандартами. При каких-либо воздействиях внешних нагрузок, допускается возникновение определенного процента деформации в конструкциях. Также не нормируется ширина раскрытия трещин в бетоне при условии соблюдения радиационной безопасности и нормальной работы АЭС. Толщина бетона, равная 2,3 м, является минимально допустимой. При такой толщине не происходит разрушение наружной защитной оболочки при этой нагрузке. Однако могут возникать сквозные трещины в бетоне, в которые может попасть авиационное топливо. В соответствии с условиями безопасности, его проникновение во внутрь оболочки не допускается. Для избежания этого применяют различные конструктивные меры: увеличение толщины оболочки, облицовка стальным листом внутренней поверхности оболочки и др.

### **3. Прочность строительных конструкций при ударе обломка самолета**

За обломок самолета обычно принимают турбину двигателя, которая рассматривается как абсолютно твердое тело. Такие характеристики снаряда (обломка), как: масса, геометрический параметры, деформируемость значительно влияют на поврежденность бетонной преграды при столкновении с ней. Также учитываются параметры мишени, такие как толщина, условия армирования, характеристики бетона и шаг опоры. Степени поврежденности бетонной преграды будут отличаться при различных значениях условий удара, таких как: линейная и угловая скорости снаряда, его ориентация и угол падения относительно нормали к мишени и др. Виды взаимодействия снаряда с бетонной преградой, в зависимости от скорости обломка, представлены на рисунке 4.

При низкой скорости, без повреждения преграды, снаряд отталкивается от нее. Однако, при увеличении скорости снаряд проникает в преграду, этому сопутствует разрушение бетона в месте удара. Глубина проникания зависит от скорости. Чем быстрее движется снаряд, тем глубже он проникает и наносит больший ущерб конструкции. При увеличении скорости образуется кратер большим размером, чем диаметр снаряда, но с увеличением глубины проникания он становится почти равным ему. Этот процесс соответствует условиям пластического удара.

При еще более высокой скорости начинается внутреннее растрескивание преграды за счет передачи импульса внутри стенки, что может привести к разлету осколков бетона с другой стороны от места удара (рис. 4б). Зона растрескивания обычно больше по размеру, чем кратер снаружи, но меньше

его внутри. В конце концов, при еще большей скорости преграда пробивается насквозь. После этого снаряд может сохранять остаточную скорость (рис. 4)

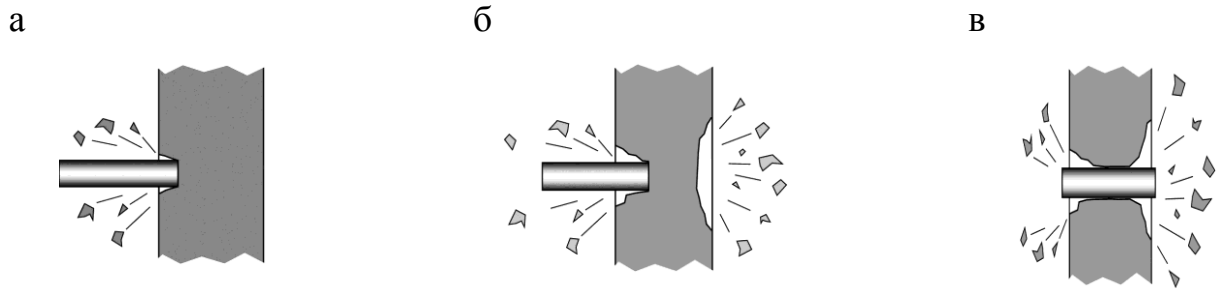


Рис. 4. Виды повреждения бетонной преграды при различных скоростях обломка самолета: а – выкрашивание с лицевой поверхности; б – растрескивание изнутри; в – пробивание.

#### **4. Колебания здания и нагрузки на расположенное внутри оборудование.**

При столкновении самолета со зданием реакторного отделения возникают кратковременные колебания большой силы. В следствии удара самолета в оболочке возникают инерционные нагрузки, передающиеся на установленное и работающее оборудование внутри гермообъема. Внутренние конструкции соединены с защитной оболочкой только на уровне фундаментной плиты, а она, в свою очередь, находится в грунте. Данная компоновка, изображенная на рисунке 5, спроектирована таким образом, что в следствии взаимодействия здания с грунтом уменьшаются колебательные воздействия на гермообъем и ускорение конструкций от удара

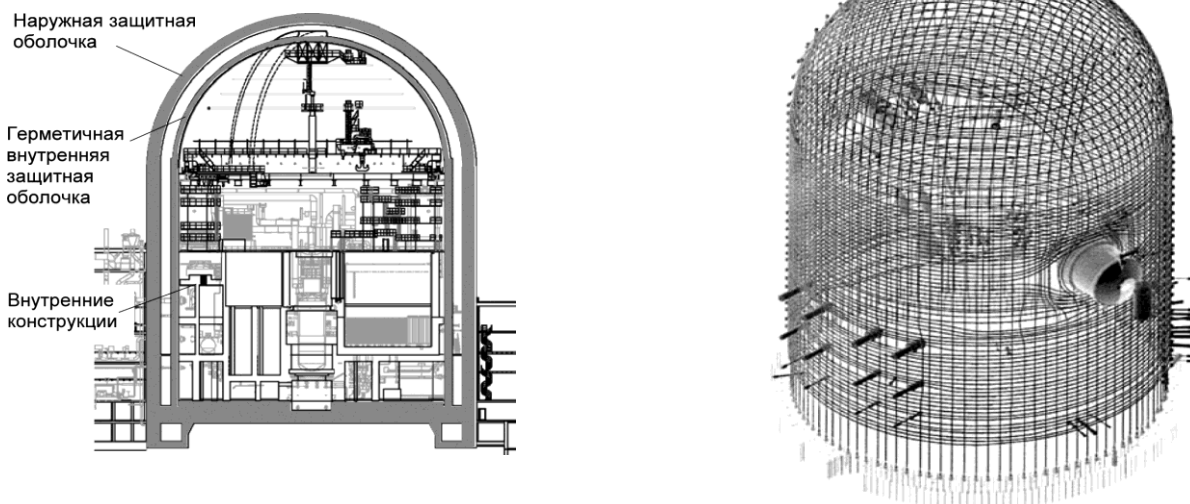


Рис. 5. Пример компоновки реакторного отделения АЭС.  
Расположение канатов системы предварительного напряжения.

### Заключение

При проектировании атомной электростанции необходимо учитывать все потенциальные риски. Для защиты АЭС от экстремальных воздействий, которые характеризуются высокой интенсивностью, но низкой вероятностью возникновения, необходимо провести расчеты на прочность здания реакторного отделения и других сооружений АЭС. В соответствии с этими расчетами создается приемлемая компоновка здания реакторного отделения, которое обеспечивает необходимую прочность при экстремальных ситуациях и не допускает распространение радиации.

УДК 621.1

### История развития информационных технологий

Студент гр.10303123 А.В. Кузнецов

Научный руководитель – старший преподаватель Кавальчук О.Н.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Информационные технологии развиваются достаточно быстрыми темпами для того, чтобы облегчить даже самую незначительную деятельность одного человека. Если рассматривать информационные технологии с точки зрения одного пользователя какого-либо устройства, то на сегодняшний день наша жизнь стала гораздо быстрее. Данное подтверждает даже самый обычный телефон или ноутбук, чтобы получить

или отправить информацию достаточно нескольких действий и получатель владеет информацией.

Проведя исследования в поисках информации для раскрытия данной темы, стоит начать со значения словосочетания «информационные технологии», которое подразумевает раскрытие значений «информация» и «технология».

Информация – это сведения независимо от формы их представления. Понятие хоть и широко распространено, однако остается одним из самых дискуссионных, а термин может иметь различные интерпретации в различных отраслях человеческой деятельности.

Технология – совокупность производственных методов и процессов в определённой отрасли производства, а также научное описание способов производства.

Информационная технология (информационные технологии) – широкий класс дисциплин и областей деятельности, относящихся к технологиям управления и обработки данных, а также создания данных, в том числе, с применением вычислительной техники.

Современное развитие информационных технологий (ИТ) следует рассматривать именно с появления и развития компьютерных средств. Следовательно, можно выделить следующие этапы:

- первый этап – ручная информационная технология, ее инструментами были книга, перо и чернильница. Все коммуникации были проведены ручным способом. Цель данной технологии – представление информации в нужной форме;

- второй этап – механическая технология, инструментами для которой служили пишущая машинка, диктофон, телефон. Целью данной технологии являлось представить информацию в нужном виде более подходящими способами;

- третий этап – электрическая технология, инструментами которой были большие электронно-вычислительные машины (ЭВМ) и программное обеспечение (ПО), электрические пишущие машинки, портативные диктофоны. Происходит изменение цели с формы представления на формирование ее содержания;

- четвертый этап – электронная технология: большие ЭВМ и создаваемые на их базе автоматизированные системы управления (АСУ) и информационно-поисковые системы (ИПС). Происходит еще большее смещение на формирование содержательной стороны информации для



регулирования сфер жизни, преимущественно на деятельность аналитической работы;

- пятый этап – компьютерная технология. Основным инструментом данного периода – персональный компьютер (ПК). Для его использования создается множество различных программ, а также устройств для дальнейшей работоспособности. Ориентир данного этапа направлен в сторону индивидуального пользователя. Целью данного этапа является доступность для потребителя миниатюрных технических средств культурного, а так же бытового назначения;

- шестой этап – создание современных технологий между организациями, а также информационных систем. Сущность данного этапа проявляется в анализе стратегии, повышения преимуществ в деятельности организаций.

Эксперты связывают дальнейшее развитие ИТ с использованием нанотехнологий и суперкомпьютеров в XXI в., для того чтобы выполнять различные процессы с использованием комбинированных вычислений в любом месте на планете соединенные между собой посредством сети Интернет.

#### Литература

1. Нанoeлектроника: теория и практика: учебник для студентов высших учебных заведений по специальностям "Микро- и нанoeлектронные технологии и системы", "Квантовые информационные системы", "Нанотехнологии и наноматериалы в электронике" / [В. Е. Борисенко и др.]. – 2-е издание, переработанное и дополненное. – Москва: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2023. – 366 с.

2. Шандриков, А.С. Информационные технологии : учебное пособие для учащихся учреждений образования, реализующих образовательные программы среднего специального образования / А. С. Шандриков. – 3-е изд., стереотипное. – Минск: РИПО, 2019. – 443 с.

3. Левин, В.И. Информационные технологии в машиностроении: учебник для использования в учебном процессе образовательных учреждений, реализующих программы среднего профессионального образования по специальности "Технология машиностроения" / [В.И. Левин](#). – 6-е изд., стер. – Москва: Академия, 2016. – 265

УДК 621.

**Механические воздействия внешних факторов на ЛЭП**

Студенты гр. 10609123 Пономаренко Р.Е., Цецоха Н.С.

Научный руководитель – старший преподаватель Куранова О.В.

Белорусский Национальный Технический Университет

Минск, Беларусь

В инженерной практике нам нередко приходится сталкиваться с линиями электропередач. С точки зрения механики это крайне сложно устроенный объект, которому присущи определенные проблемы и особенности строения этого сооружения. Из вопросов, которые интересны со стороны механики: конструкция, также интересуют проблемы, которые связаны непосредственно с проводами.

Опоры ЛЭП – одно из самых распространенных инженерных сооружений. Чаще всего мы представляем себе опору ЛЭП в виде решетчатой конструкции. Лет 30 назад это был единственный вариант, да и в наши дни их продолжают строить. На место строительства привозят набор металлических уголков и шаг за шагом свинчивают из этих типовых элементов опору. Затем приезжает кран и ставит конструкцию вертикально. Такой процесс занимает довольно много времени, что сказывается на сроках прокладки линий, а сами эти опоры с унылыми решетчатыми силуэтами весьма недолговечны. Причина — слабая защита от коррозии. Технологическое несовершенство такой опоры дополняет простой бетонный фундамент.

**Усовершенствованный тип опор**

Новым вариантом для установки опор выступают трубки вместо уголков. Это цилиндрические стойки из гнутого профиля, фактически трубы, в поперечном сечении имеющие вид многогранника. Кроме того, мы стали применять новые методы антикоррозионной защиты, в основном метод горячего цинкования. Это электрохимический способ нанесения защитного покрытия на металл. В агрессивной среде слой цинка истончается, но несущая часть опоры остается невредимой.

Помимо большей долговечности новые опоры отличаются еще и простотой монтажа. Никаких уголков больше свинчивать не надо: трубчатые элементы будущей опоры просто вставляются друг в друга, затем соединение закрепляется. Смонтировать такую конструкцию можно в восемь-десять раз быстрее, чем собрать решетчатую. Соответствующие преобразования претерпели и фундаменты. Вместо обычного бетонного стали применять так

называемые сваи-оболочки. Конструкция опускается в землю, к ней крепится ответный фланец, а на него уже ставится сама опора.

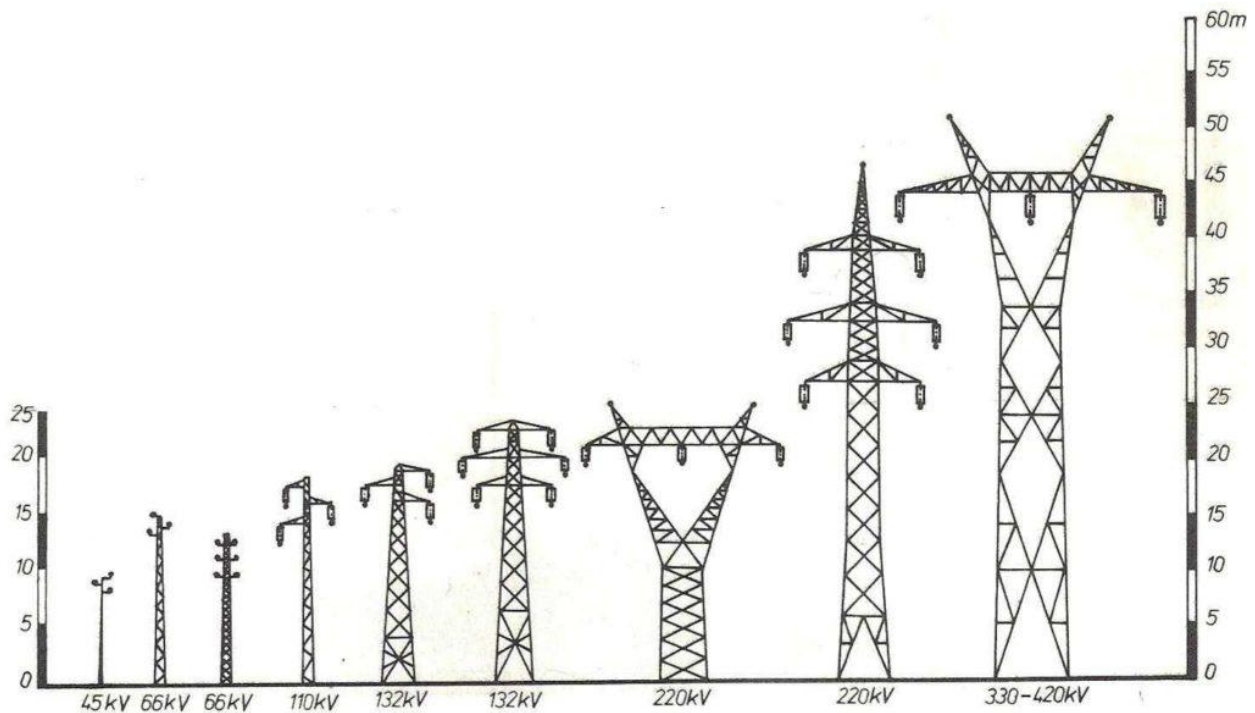


Рис. 1. Типы опор линий электропередач

### Расчет опор ЛЭП

До середины 60-х годов в СССР расчет стальных и деревянных опор производился по методу допустимых напряжений, а расчет железобетонных опор и оснований фундаментов опор из любого материала — по методу разрушающих нагрузок. В настоящее время расчет опор и их оснований производится по новому методу — методу предельных состояний.

Опоры, фундаменты или закрепления в грунте должны быть рассчитаны на сочетания расчетных нагрузок нормальных режимов по первой и второй группам предельных состояний, а также аварийных и монтажных режимов ВЛ по первой группе предельных состояний.

Первая группа включает предельные состояния, которые ведут к потере несущей способности элементов или к полной непригодности их в эксплуатации, т. е. к их разрушению любого характера. К этой группе относятся состояния при наибольших внешних нагрузках и при низшей температуре, т. е. при условиях, которые могут привести к наибольшим

изгибающим или крутящим моментам на опоры, наибольшим сжимающим или растягивающим усилиям на опоры и фундаменты.

Вторая группа включает предельные состояния, при которых возникают недопустимые деформации, перемещения или отклонения элементов, нарушающие нормальную эксплуатацию, к этой группе относятся состояния при наибольших прогибах опор.

Метод расчета по предельным состояниям имеет целью не допускать, с определенной вероятностью, наступления предельных состояний первой и второй групп при эксплуатации, а также первой группы при строительстве.

Нагрузки, соответствующие условиям эксплуатации конструкции или сооружения, называются нормативными нагрузками. В расчетах опор и их оснований принимают расчетные нагрузки, получаемые путем умножения нормативных нагрузок на коэффициенты перегрузки. Эти коэффициенты определены в зависимости от вероятности превышения нагрузок различных видов и от режима.

При расчете дополнительных нагрузок на опору от подвеса кабеля следует рассматривать следующие режимы работы:

- Нормальный режим.
- Режим максимального ветра под углом  $45^\circ$  к линии.
- Режим максимального ветра перпендикулярного линии.
- Режим гололеда с ветром. Ветровой напор перпендикулярно линии, максимальный гололед.
- Аварийный режим. Обрыв кабеля.
- Монтажный режим. Для промежуточной опоры: ветер и гололед отсутствуют, учитываются вес монтажной оснастки и монтажника.

На опору от подвеса на нее будут действовать 3 типа сил:

- $G$  — вертикальная сила, обусловленная силой тяжести кабеля, гололеда и монтажника;
- $P$  — горизонтальная поперечная сила, обусловленная воздействием ветра на кабель;
- $T$  — горизонтальная продольная сила, натяжение кабеля в нижней точке кривой провеса.

– Нормативная горизонтальная сила  $T$  рассчитывается по формуле:

$$T = H * \cos \alpha$$

где  $\alpha$  — угол между вектором тяжения  $H$  и горизонтальной продольной осью

$$\tan \alpha = \frac{4S}{L}$$

$S$  – стрела провеса при рассматриваемом режиме

$L$  – длина пролета между соседними опорами

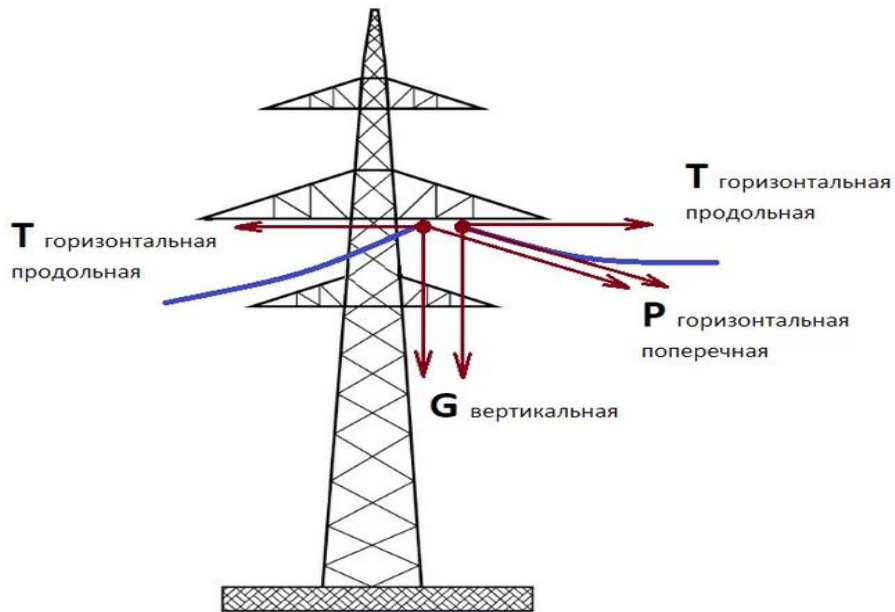


Рис. 2. Силы, действующие на опору со стороны кабеля

Расчет вертикальной нагрузки на опору в рассматриваемом режиме, обусловленную силой тяжести кабеля и гололеда  $G$ , выполняется не через проекцию тяжения на вертикальную ось, а напрямую. Следует помнить, что весовая нагрузка в пролете распределяется на обе опоры поровну если точки подвеса расположены на одной высоте. В общем случае весовая нагрузка от кабеля действует на опору от точки закрепления на опоре и до самой нижней точки кривой провеса кабеля.

Нормативную горизонтальную поперечную нагрузку, обусловленную воздействием ветра, можно найти не через проекцию тяжения на горизонтальную поперечную ось, а также напрямую. Следует помнить, что ветровая нагрузка в пролете распределяется на обе опоры поровну

В расчете момента, действующего на основание опоры, принимаются только горизонтальная поперечная и продольная силы. Находится их суперпозиция и умножается на высоту подвеса кабеля.

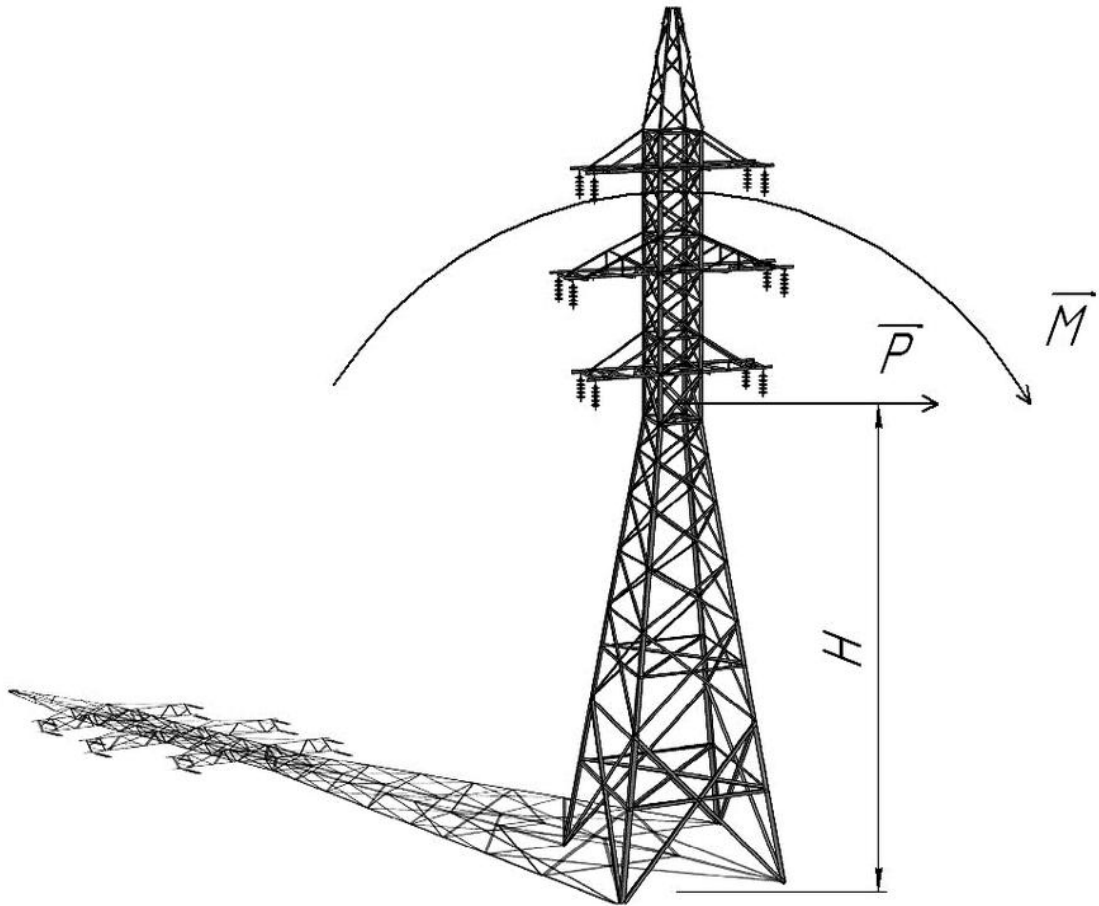


Рис. 3. Момент силы  $M$  на основание опоры

В каждом случае на столб ЛЭП, как и на опору освещения, действует комплекс разных нагрузок.

- $G_{оп}$  – собственный вес опоры.
- $G_{г}$  – вес изоляторов.
- $G_{п}$  – вес проводов.
- $G_{т}$  – вес тросов без гололеда.
- $\Delta T$  – нагрузка от натяжений проводов.
- $\Delta T_{т}$  – нагрузка от тросов.

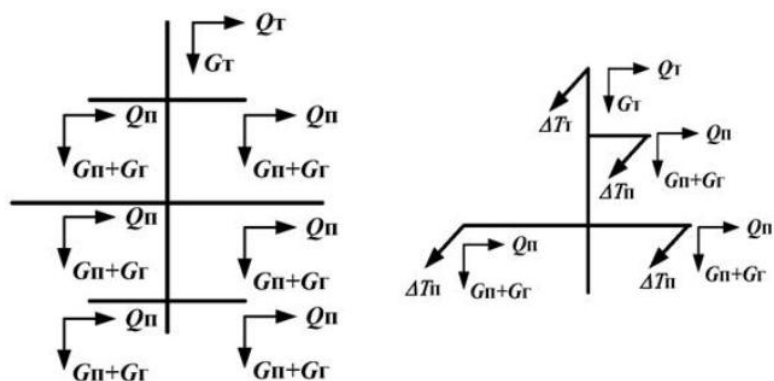


Рис. 4. Схема нагрузок для двухцепной и анкерной опор

При расчете опоры ЛЭП прослеживается последовательность вычислений:

1. Определение нормативных постоянных и кратковременных нагрузок.
2. Вычисление расчетных нагрузок путем умножения нормативных значений на коэффициент перегрузки в нормальных и аварийных режимах.
3. Суммирование отдельно вертикальных и горизонтальных нагрузок.
4. Расчет изгибающих моментов от внешних нагрузок, действующих вдоль и перпендикулярно траверсе, а также расчетного крутящего момента от натяжения проводов (силы и моменты изображают на эпюрах, как на рисунке ниже).

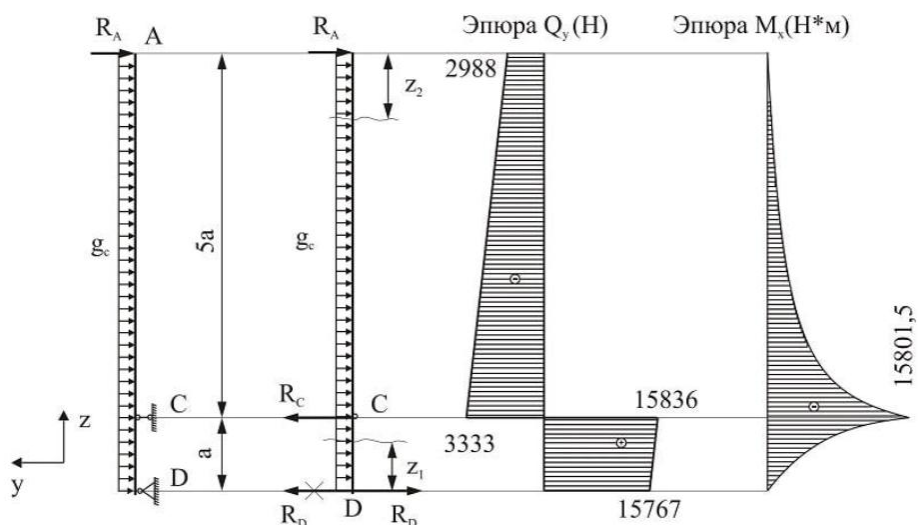


Рис. 5. Пример полученной при расчете опор ЛЭП

После произведения всех вычислений и сравнения их с нормативными значениями делается вывод о возможности или невозможности подвесить нужный нам кабель на данную опору.

### **Воздействие внешних факторов**

У воздушных линий электропередач есть свои естественные враги. Один из них — обледенение проводов. Особенно это бедствие характерно для южных районов России, однако встречается и в Беларуси. При температуре около нуля капли измороси падают на провод и замерзают на нем. Происходит образование кристаллической шапки на верхней части провода. Но это только начало. Шапка под своей тяжестью постепенно проворачивает провод, подставляя замерзающей влаге другую сторону. Рано или поздно вокруг провода образуется ледяная муфта, и, если вес муфты превысит 200 кг на метр, провод оборвется.

### **Меры борьбы с гололедом**

В качестве пассивной меры борьбы с гололедом могут использоваться различные провода повышенной прочности.

Термическое воздействие путем нагрева провода до температуры 120-130 °С, при котором происходит расплавления гололедной муфты, или путем профилактического нагрева проводов на 10-20 °С для предотвращения образования гололеда;

Термодинамическое воздействие путём предварительного разогревания до формирования подтопленной прослойки между проводом и ледяной муфтой и последующего «встряхивания проводов силой Ампера», возникающей при пропускании мощного импульса тока;

Электромеханическое воздействие путём периодического пропускания импульсов тока, вызывающих механические колебания проводов и разрушение гололедной муфты; эффективность электромеханических воздействий усиливается при таких параметрах импульсов тока, которые вызывают механический резонанс.





Рис. 6. Обледенение проводов ЛЭП

**Вибрация проводов** При обтекании проводов потоком воздуха, направленным поперек оси линии или под некоторым углом к этой оси, с подветренной стороны провода возникают завихрения. Периодически происходят отрывы ветра от провода и образование вихрей противоположного направления. В результате появляется вертикальная составляющая давления ветра. При совпадении частоты образования вихрей с одной из частот собственных колебаний натянутого провода последний начинает колебаться в вертикальной плоскости. Вибрация проводов возникает при скоростях ветра 0,6—0,8 м/с при увеличении скорости ветра увеличиваются частота вибрации и число волн в пролете.

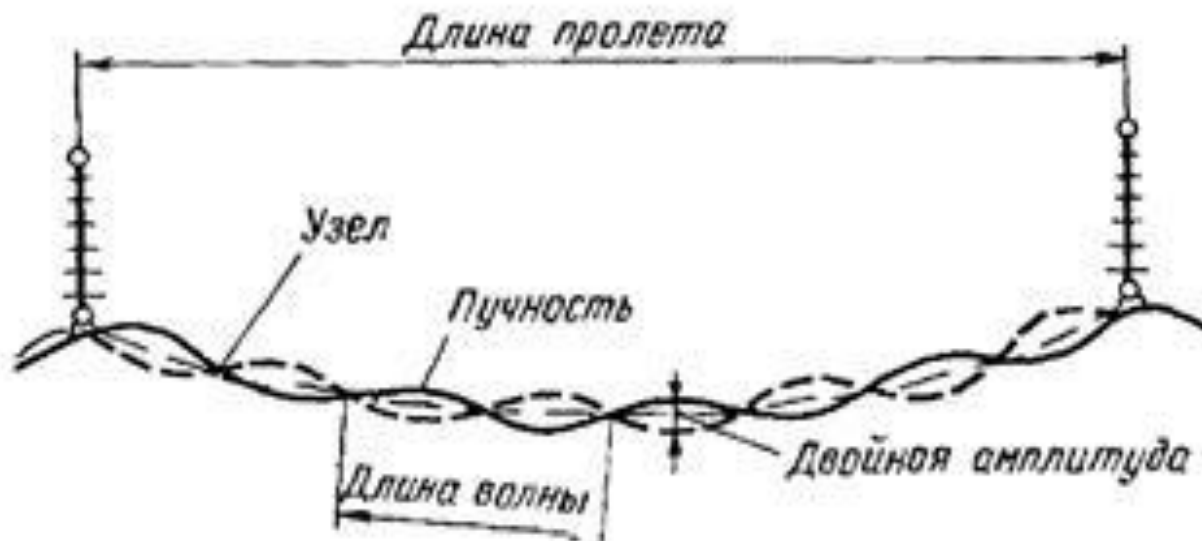


Рис. 7. Схематичное представление вибрации проводов в пролете

Опыт эксплуатации показывает, что вибрация проводов наблюдается чаще всего на линиях, проходящих по открытой и ровной местности. На участках линий в лесной и пересеченной местности продолжительность и интенсивность вибраций значительно меньше. Вибрация проводов наблюдается, как правило, в пролетах длиной более 120 м и усиливается с увеличением пролетов. Особенно опасна вибрация на переходах через реки и водные пространства с пролетами длиной более 500 м.

Опасность вибрации заключается в обрывах отдельных проволок на участках их выхода из зажимов. Эти обрывы происходят вследствие того, что переменные напряжения от периодических изгибов проволок, в результате вибрации накладываются на основные растягивающие напряжения в подвешенном проводе. Если последние напряжения невелики, то суммарные напряжения не достигают предела, при котором происходит разрушение проволок от усталости.

Для отслеживания колебаний проводов существует регистратор вибраций ALCOA "SCOLAR III", смонтированный на спиральном поддерживающем зажиме



Рис. 8. Регистратор вибраций ALCOASCOLAR III

Как правило, снижение напряжений в проводах линий до значений, при которых не требуется защиты от вибрации, экономически невыгодно. Поэтому на линиях напряжением 35 - 330 кВ обычно устанавливаются виброгасители, выполненные в виде двух грузов, подвешенных на стальном тросе.

Виброгасители поглощают энергию вибрирующих проводов и уменьшают амплитуду вибрации около зажимов. Виброгасители должны быть установлены на определенных расстояниях от зажимов, определяемых в зависимости от марки и напряжения провода.

Провода для воздушных линий передач подразделяются на виды:

- алюминиевые
- сталеалюминиевые
- медные
- изолированные
- неизолированные

Они различаются по техническим характеристикам, диапазону сечения и сфере использования.

### **Пляска проводов**

Пляска проводов, также как и вибрация, возбуждается ветром, но отличается от вибрации большой амплитудой, достигающей 12 - 14 м, и большой длиной волны. На линиях с одиночными проводами чаще всего наблюдается пляска с одной волной, т. е. с двумя полуволнами в пролете, на линиях с расщепленными проводами — с одной полуволной в пролете. В

плоскости, перпендикулярной оси линии, провод движется при пляске по вытянутому эллипсу, большая ось которого вертикальна или отклонена под небольшим углом (до  $10 - 20^\circ$ ) от вертикали.

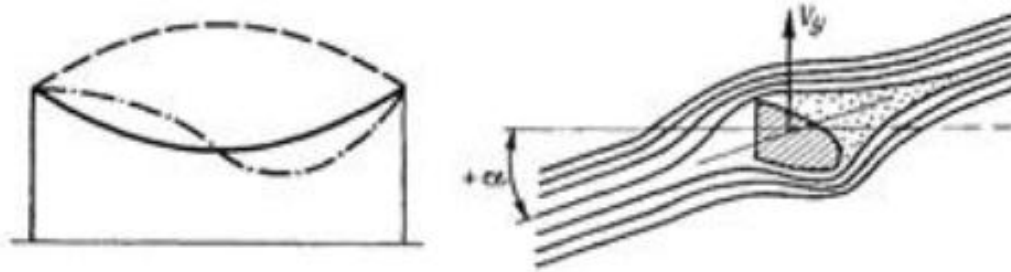


Рис. 9. Волны пляски. Слева – волны на проводе в пролете. Справа – провод покрытый гололедом в воздушном потоке друг с другом.

Как правило, пляска проводов наблюдается при гололеде. Гололед отлагается на проводах преимущественно с подветренной стороны, вследствие чего провод получает неправильную форму. При воздействии ветра на провод с односторонним гололедом скорость воздушного потока в верхней части увеличивается, а давление уменьшается. В результате возникает подъемная сила, вызывающая пляску провода.

Опасность пляски заключается в том, что колебания проводов отдельных фаз, а также проводов и тросов происходят несинхронно; часто наблюдаются случаи, когда провода перемещаются в противоположных направлениях и сближаются или даже схлестываются. При этом происходят электрические разряды, вызывающие оплавление отдельных проволок, а иногда и обрывы проводов. Наблюдались также случаи, когда провода линий поднимались до уровня тросов и схлестывались с ними.

В истории энергетики существует множество примеров аварий на ЛЭП. Периодически такие проблемы случаются из-за климатических условий, которые ведут к обрыву проводов линий передач. Одним из таких примеров в нашей стране выступает авария 29 декабря 2009 года. Так по данным Белэнерго Более 230 населенных пунктов Беларуси было обесточено из-за сильного снегопада, случившегося ночью. Наиболее пострадали от снегопада Брестская, Гомельская и Могилевская области. Отключение электричества произошло в 231 населенном пункте и на 59 фермах. Основной причиной перебоев с электроснабжением стали обрывы под тяжестью снега линий



Рис. 10. Пример аварии на ЛЭП, вызванной климатическими условиями

### **Оценка рисков природных катастроф**

Тесно взаимосвязанная европейская система магистральных линий электропередачи сгруппирована в 5 синхронных зон и управляется с помощью 41 системных операторов на территории 34 европейских государств.

Для обеспечения «режимной надёжности» при внезапных возмущениях при оперативном планировании в режиме реального времени важное значение имеет принцип N-1, с помощью которого можно определить аномальные состояния системы. К таким «возмущениям» могут относиться неожиданная авария, отказ элемента системы или множественный отказ элементов системы. Ситуации, которые приводят к отключению элементов, определяются как «случайные». В соответствии с принципом N-1, при отказе одного элемента в системе, система должна обеспечить требуемые потоки мощности и не приводить к каскадному выходу элементов из строя.

### Заключение

В заключении следует выделить несколько основных моментов. Как и любое сложной конструкции сооружение, ЛЭП имеет свои существенные проблемы, однако в современном мире решения таких проблем не представляются особо сложными, выглядя при этом крайне увлекательно. Борьба с воздействием внешних факторов на линии электропередач является областью слияния многих наук, важное место в которых занимает механика.

### Литература

1. <https://vols.expert/useful-information/raschet-nagruzok-na-oporu/>
2. <https://locus.ru/about/library/vibraciya-i-plyaska-provodov-na-vozdushnyh-liniyah-elektroper/>
3. <https://ksosvet.ru/blog/raschet-opory-lehp-dokumenty-osobennosti-obshchaya-posledovatelnost/>
4. <https://www.osce.org/files/f/documents/8/d/293556.pdf>
5. <https://www.ruscable.ru/info/pue/2-4.html>

УДК 621.

### Влияние пружины податливости при расчете двутавровой балки на ударную нагрузку

Студент гр. 11006121 Махнач Н. А., студент гр. 11001122 Гончарова Е. А.

Научные руководители – старший преподаватель Гончарова С. В.,  
старший преподаватель Хвасько В. М.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Расчеты конструкций на ударную нагрузку играют важную роль с практической точки зрения, однако они могут быть затруднены из-за сложности проведения экспериментов. Поэтому в практических расчетах пользуются приближенными методами, основанными на ряде упрощающих явление гипотез. Приближенные методы расчета, позволяют правильно оценить порядок перемещений, ударных нагрузок и напряжений [1].

**ЗАДАЧА.** На двутавровую балку №10, свободно лежащую на двух жестких опорах, с высотой  $h = 13$  см падает груз  $F = 1,1$  кН. Длина пролета  $l = 2,2$  м (рис. 1, а).

Требуется:

1. Найти наибольшее нормальное напряжение в балке, в точке удара, сравнив его с пределом текучести  $\sigma_T = 240$  МПа.

2. Решить эту задачу при условии, что одна из опор балки заменена пружиной с податливостью  $\alpha = 23$  мм/кН. Податливостью пружины, называют осадку пружины под действием силы  $F = 1$  Н.

3. Сравнить результаты при статическом и динамическом действии силы.

**РЕШЕНИЕ:**

1. По ГОСТ 8239-89 для двутавра №10  $I_x = 198$  см<sup>4</sup>;  $W_x = 39,7$  см<sup>3</sup>. Расчетная схема показана на рисунке 1, б.

Прогиб в месте удара при статическом действии силы  $F$  определили по способу Верещагина (рис. 1, в, г) [3].

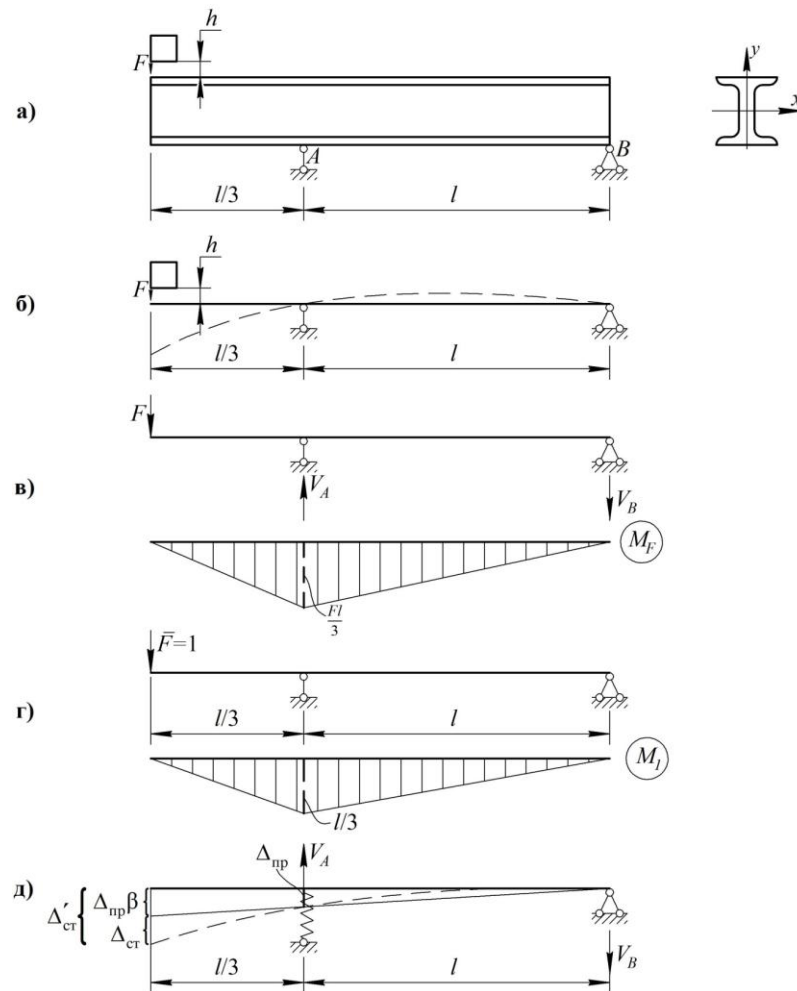


Рис. 1. Эпюры изгибающих моментов и прогиб при наличии пружины

$$\Delta_{\text{ст}} = \frac{1}{EI_x} \left( \frac{Fl}{3} \cdot \frac{l}{3} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{l}{3} + \frac{Fl}{3} \cdot l \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{l}{3} \right) =$$

$$= \frac{1}{EI_x} \left( \frac{Fl^3}{81} + \frac{Fl^3}{27} \right) = \frac{4Fl^3}{81EI_x} = \frac{4 \cdot 1100 \cdot 2200^3}{81 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 198 \cdot 10^4} = 1,46 \text{ мм.}$$

Найдём по формуле приведенной ниже динамический коэффициент:

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta_{\text{ст}}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 130}{1,46}} = 14,38.$$

Из эпюры изгибающих моментов при статическом действии силы (рис. 1, в) следует, что  $M_{\text{max}} = Fl/3$ . Тогда статическое напряжение:

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_x} = \frac{Fl}{3W_x} = \frac{1100 \cdot 2200}{3 \cdot 39,7 \cdot 10^3} = \frac{110 \cdot 22}{119,1} = 20,32 \text{ МПа.}$$

Динамическое напряжение:

$$\sigma_d = \sigma_{\text{ст}} \cdot K_d = 20,32 \cdot 14,38 = 292,61 \text{ МПа.}$$

Таким образом, динамическое напряжение  $\sigma_d$  оказалось больше предела текучести  $\sigma_T$ . Этого можно избежать, уменьшив высоту падения груза  $h$ , его величину или увеличив размеры поперечного сечения балки.

2. При расчете пружины принимают между осадкой пружины  $\Delta_{\text{пр}}$  и силой  $F$  линейную зависимость:

$$\Delta_{\text{пр}} = F \cdot \alpha.$$

При наличии пружины статический прогиб балки в рассматриваемой точке будет:

$$\Delta'_{\text{ст}} = \Delta_{\text{ст}} + \beta \Delta_{\text{пр}}.$$

где,  $\Delta_{\text{ст}}$  – статический прогиб балки, лежащей на жестких опорах, в том сечении, где приложена сила  $F$ ;

$\Delta_{\text{пр}}$  – осадка пружины от реакции опоры  $A$ , возникающей от внешней силы  $F$ ;

$\beta$  – коэффициент, устанавливающий зависимость между осадкой пружины и перемещением точки приложения силы  $F$ , вызванным поворотом всей балки вокруг опоры как жесткого целого.

(Коэффициент  $\beta$  находится из подобия треугольников) (рис. 1, д).

Находим величину реакций заданной балки при статическом действии силы  $F$ :



$$\sum M_A = -F \frac{l}{3} + V_B \cdot l = 0, V_B = \frac{F}{3} = \frac{1100}{3} = 366,6 \text{ Н} = 0,37 \text{ кН};$$

$$\sum M_B = -F \left( \frac{l}{3} + l \right) + V_A \cdot l = 0, V_A = \frac{4}{3} \cdot F = \frac{4 \cdot 1100}{3} = 1466,6 \text{ Н} = 1,47 \text{ кН}.$$

Пружину нужно ставить на опоре  $A$ , так как величина реакции на этой опоре больше и, следовательно, больше осадка пружины.

Осадка пружины:

$$\Delta_{\text{пр}} = V_A \cdot \alpha = \frac{4}{3} \cdot F \cdot \alpha = \frac{4}{3} \cdot 1,1 \cdot 23 = 33,73 \text{ мм}.$$

Коэффициент  $\beta$ :

$$\frac{\Delta_{\text{пр}} \cdot \beta}{(l/3 + l)} = \frac{\Delta_{\text{пр}}}{l}; \beta l = \frac{4}{3} l; \beta = \frac{4}{3}.$$

Статический прогиб:

$$\Delta'_{\text{ст}} = \Delta_{\text{ст}} + \Delta_{\text{пр}} \beta = 1,46 + 33,73 \cdot \frac{4}{3} = 46,44 \text{ мм}.$$

Динамический коэффициент:

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta_{\text{ст}}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 130}{46,44}} = 3,57.$$

Максимальное динамическое напряжение:

$$\sigma_d = \sigma_{\text{ст}} \cdot K_d = 20,32 \cdot 3,57 = 72,54 \text{ МПа}.$$

3. Полученные результаты сведем в таблицу 1.

Таблица 1

Виды нагрузок	Наибольшее нормальное напряжение, МПа
Статическая	20,32
Динамическая без пружины	292,61
Динамическая при наличии пружины	72,54

### Вывод

Из таблицы видно, что:

1. Динамические нагрузки значительно опаснее статических.
2. Чтобы уменьшить напряжения при ударе, необходимо одну из опор делать менее жесткой путём установки на ней пружины.

## Литература

1. Сопротивление материалов: учебник / М. Д. Подскребко. – Минск: Выш. Шк., 2007. – 797 с.
2. Решение динамических задач с учетом сил инерции и ударной нагрузки: пособие для студентов специальностей 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства», 1-55 01 01 «Интеллектуальные приборы, машины и производства», 1-55 01 03 «Компьютерная мехатроника» / Ю. В. Василевич [и др.]; Белорусский национальный технический университет, Кафедра «Теоретическая механика и механика материалов». – Минск : БНТУ, 2021. – 74 с.
3. Гончарова, С. В. Механика материалов. Расчет статически неопределимых балок [Электронный ресурс] : учебное пособие / С. В. Гончарова, В. М. Хвасько ; Белорусский национальный технический университет, Кафедра "Теоретическая механика и механика материалов". – Минск : БНТУ, 2019.
4. Махнач, Н. А. Расчет на удар статически неопределимого стержня с ломаной осью / Н. А. Махнач, Е. А. Гончарова ; науч. рук. С. В. Гончарова // НИРС МСФ-2024 [Электронный ресурс] : сборник материалов 80-й студенческой научно-технической конференции БНТУ: секции «Теоретическая механика», «Механика материалов и конструкций», 3 мая 2024 г. / редкол.: А. В. Савицкая [и др.]; сост.: А. В. Савицкая, Т. Н. Микулик. – Минск : БНТУ, 2024. – С. 64-68

УДК 621.833.6

### **Простые замкнутые дифференциалы**

Магистрант Долгий С.А.

Научный руководитель – доцент Протасеня О. Н.  
Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь

Простые замкнутые дифференциалы находятся на вершине классификационной цепочки планетарных передач, так как обладают наибольшей сложностью в теоретическом и конструктивном аспектах.

На современных транспортных машинах широко применяют двухпоточные передачи. Передача энергии от входного вала к выходному двумя потоками с различной степенью трансформации момента в каждом из них позволяет создавать более совершенные технические устройства.

Возможность использования двухпоточных передач основана на известном свойстве дифференциальных механизмов алгебраически суммировать на одном из основных звеньев не связанные между собой вращения двух других основных звеньев.

Двухпоточная передача состоит из дифференциального механизма и замыкающей передачи, кинематически связывающей два основных звена дифференциального механизма. Такие передачи называются простыми замкнутыми дифференциальными механизмами или **замкнутыми дифференциалами**.

Данные передачи используются в многочисленных современных технических устройствах (автоматические планетарные коробки передач, распределители крутящих моментов, редукторы, мультипликаторы, бесступенчатые передачи, главные судовые приводы и др.).

В качестве дифференциального механизма и замыкающей передачи в основном применяется трехзвенный планетарный механизм с одновенцовыми сателлитами, обладающий конструктивной простотой и минимальными массогабаритными параметрами.

Возможно использование различного (два, три, четыре и т. д.) количества дифференциальных механизмов  $\mathcal{D}$  в составе замкнутого дифференциала, но их применение должно быть обосновано экономической целесообразностью.

На рисунке 1 представлена структурная схема простого замкнутого дифференциального механизма, состоящего из дифференциального механизма  $\mathcal{D}$  и планетарного механизма  $\mathcal{P}$ , связанных между собой двумя мощностными потоками  $\mathbf{I}$  и  $\mathbf{II}$ .

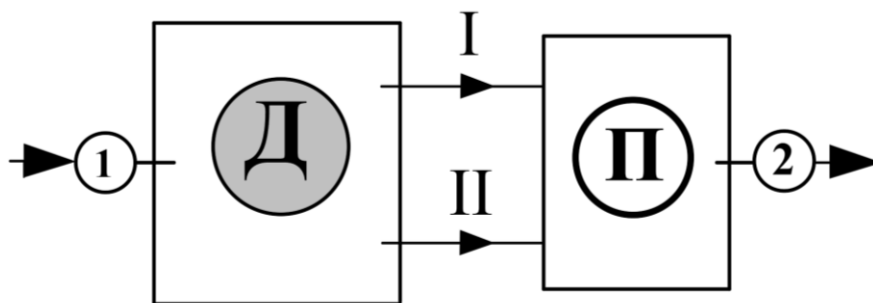


Рис. 1. Структурная схема замкнутого дифференциала

На рисунке 2 показана кинематическая схема редуктора лебедки экскаватора Э-6516 на базе простого замкнутого дифференциала, а на рис. 3-его расчетная схема.

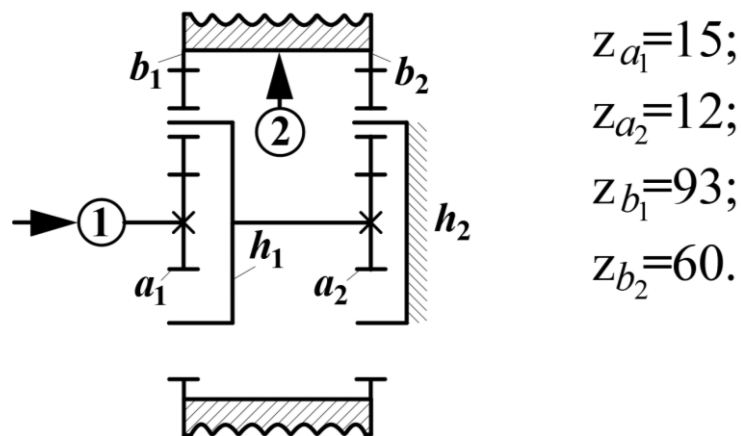


Рис. 2. Схема редуктора механизма подъема главной лебедки экскаватора Э-6516

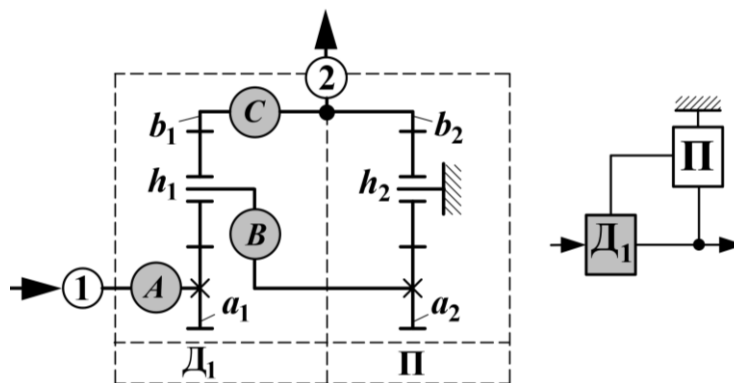


Рис. 3. Замкнутый дифференциал Д1-П с одним дифференциальным механизмом Д1 на входе передачи (механизма подъема главной лебедки экскаватора Э-6516)

На рис. 4 и 5 представлены простой замкнутый дифференциал в трансмиссии автоматической планетарной коробки передач **Allison WT-3060** и его расчетная схема на втором скоростном режиме.

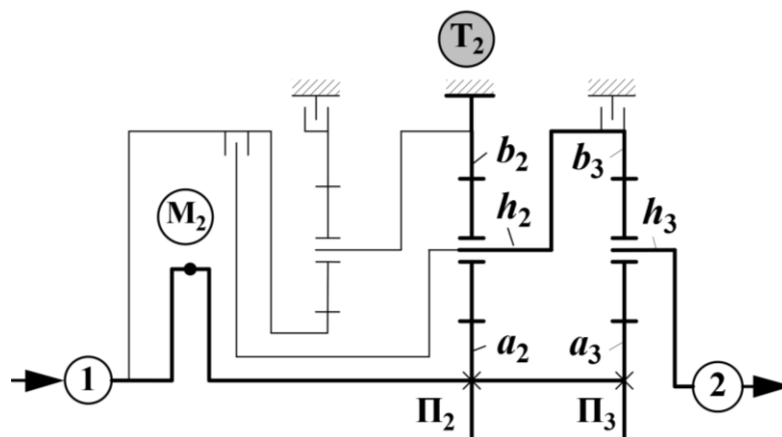


Рис. 4. Кинематическая схема работы ПКП Allison WT-3060 на втором скоростном режиме: включены муфты  $M_2$ ,  $T_2$

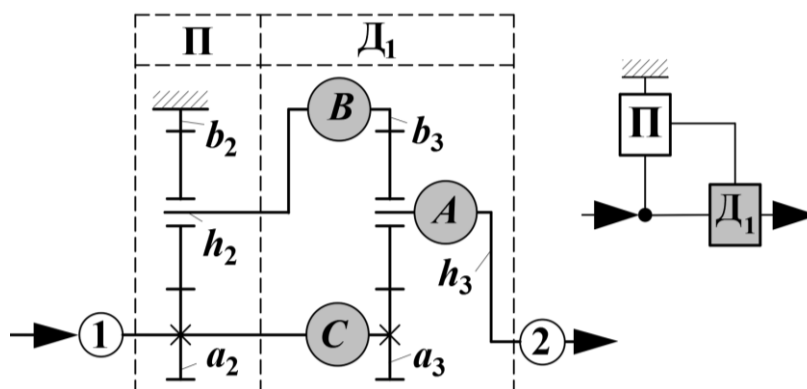


Рис. 5. Замкнутый дифференциал П-Д<sub>1</sub> (второй скоростной режим)

Исследованиями замкнутых дифференциалов занимались в 50-х, 60-х годах два ученых: Шабанов К. Д. (МВТУ им. Н. Э. Баумана) и Кирдяшев Ю. Н. (Ленинградский институт водного транспорта).

Их теоретические расчеты достаточно сложны и громоздки. Отсутствует общая классификация замкнутых дифференциалов, нет алгоритма образования кинематических схем.

Также сложны и громоздки расчеты передаточных отношений, мощностного баланса, циркуляции мощности, что создает дополнительные проблемы для изучения замкнутых дифференциалов в учебном процессе.

Учитывая актуальность применения замкнутых дифференциалов в многочисленных приводах машин и механизмов, созрела необходимость разработки комплексного подхода к исследованию данных передач.

### Задачи научных исследований

1. Создание классификации замкнутых дифференциалов.
2. Разработка методики образования кинематических схем замкнутых дифференциалов.
3. Создание достаточно простой в понимании кинематической теории расчета передаточных отношений, силовых зависимостей, мощностного баланса и к. п. д. замкнутых дифференциалов для возможности применения ее как в учебном процессе, так и для научных исследований современных трансмиссий мобильных машин.
4. Выработка критериев выявления схем с циркуляцией мощности и путей оптимизации данных схем.
5. Создание математической модели различных типов замкнутых дифференциалов для оперативного выбора на стадии проектирования оптимальных и рациональных кинематических схем с учетом массогабаритных и компоновочных и параметров динамической нагруженности.

### Литература

1. Планетарные передачи. Справочник / Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева, Л.: Машиностроение, 1977, 536 с.
2. Детали машин: учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей: в 3 ч. / А.Т. Скойбеда (и др.); под общ. ред. А.Т. Скойбеда. -Минск: БНТУ, 2019.-Ч.1 :Механические передачи.-2019.-215с. ISBN 978-985-583-168-7(Ч.1).
3. Кинематическая теория планетарных механизмов / А.Т. Скойбеда. О.Н. Протасеня, А.А. Калина // Инновации в машиностроении: 100-летний опыт в науке, производстве, образовании [Электронный ресурс]: сборник материалов 18-й МНТК «Наука – образованию, производству. экономике» / БНТУ, Машиностроительный факультет; редкол.: А.А. Калина и [и др.] – минск: БНТУ, 2021
4. Детали машин: учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей: в 3 ч. / А.Т. Скойбеда (и др.); -Минск: БНТУ, 2019.-Ч.2 :Соединения деталей машин.-2022.-179с. ISBN 978-985-583-349-0(Ч.2).
5. Шабанов К.Д. Двухпоточные передачи транспортных машин. М., Машгиз, 1962.

6. Кирдяшев Ю.Н. Замкнутые передачи дифференциального типа. Л., «Машиностроение», 1969, 176 с

УДК 621.

### Использование САД систем в проектировании зубчатых передач редукторов

Студенты гр. 10305222 Крепская В.Я., Жаврид Ю.Ю.

Научный руководитель – доцент Швец И.В.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Для ускорения конструирования разрабатываемых зубчатых колес используются различные программные продукты виртуального моделирования.

Представленная в статье цилиндрическая косозубая передача создавалась в программе Solidworks. До этого были сделаны расчеты зубчатой передачи, получены геометрические параметры, сделаны проверочные расчеты. Созданная цифровая версия зубчатых колес должна соответствовать аналитически рассчитанной.

Для того чтобы построить зубчатое колесо необходимо задать значения геометрических параметров и уравнения для построения зуба эвольвентного профиля (рис. 1)

Имя	Значение / Уравнение
<input type="checkbox"/> Глобальные переменные	
"mn"	= 2
"z"	= 104
"b"	= 40
"alpha"	= 20.41315
"beta"	= 12.0405
"d"	= ("z" * "mn") / cos ("beta" )
"da"	= "d" + "mn" * 2
"zv"	= "z" / cos ("beta" ) ^ 3
"dv"	= "mn" * "zv"
"Dbv"	= "dv" * cos ("alpha" )
"Dfv"	= "dv" - "mn" * 2.5
"Sv"	= "dv" * pi / ( "zv" * 2 )

Рис. 1. Значения геометрических параметров

Основным параметром в данном построении является угол наклона линии зуба. Создаем цилиндрическую бобышку, эскиз и линию, проходящую через центр координат, задаем нужную переменную «beta», которую ввели в формулах ранее (рис. 2).

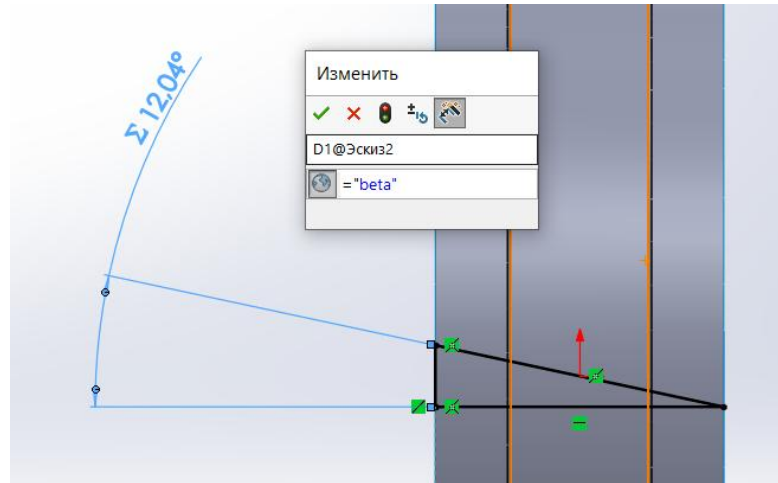


Рис. 2. Переменная 'beta'

Переносим получившуюся линию на внешнюю поверхность бобышки (рис. 3).

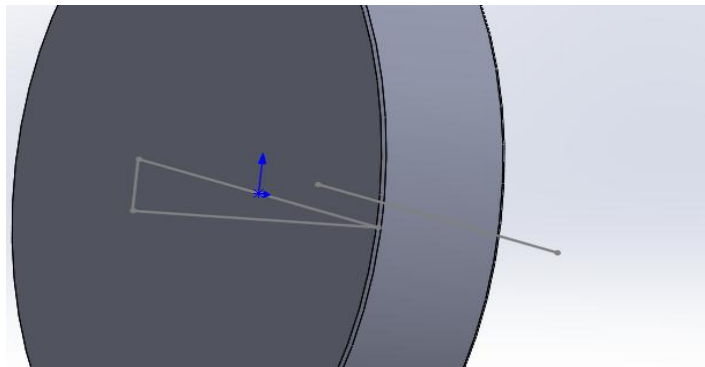


Рис. 3. Линия на верхней поверхности бобышки

Через функцию «Уравнения» задаем уравнение эвольвентной кривой (рис. 4 и рис. 5)



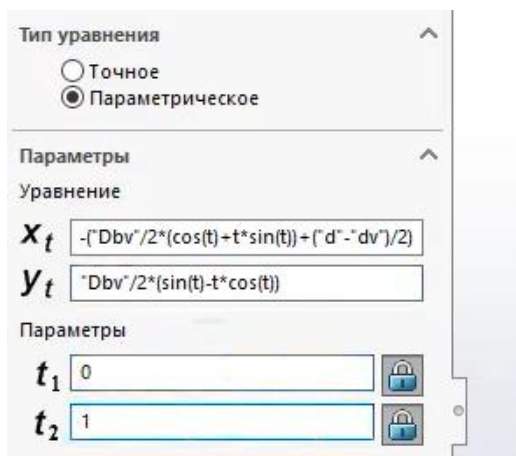


Рис. 4. Функция «Уравнения»

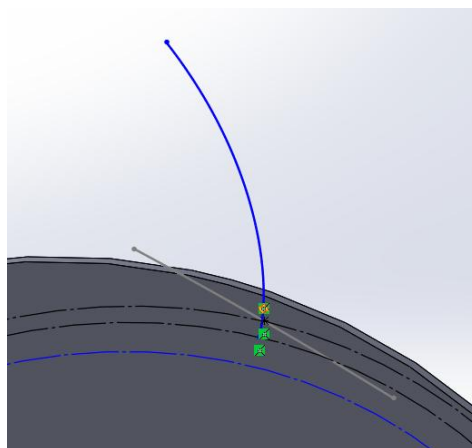


Рис. 5. Эвольвентная кривая

Для того чтобы сделать вырез эвольвентного профиля, нужно построить зеркальную линию относительно оси и замкнуть контур, а также сделать еще две копии этого эскиза на концах линии наклона зубьев (рис. 6).

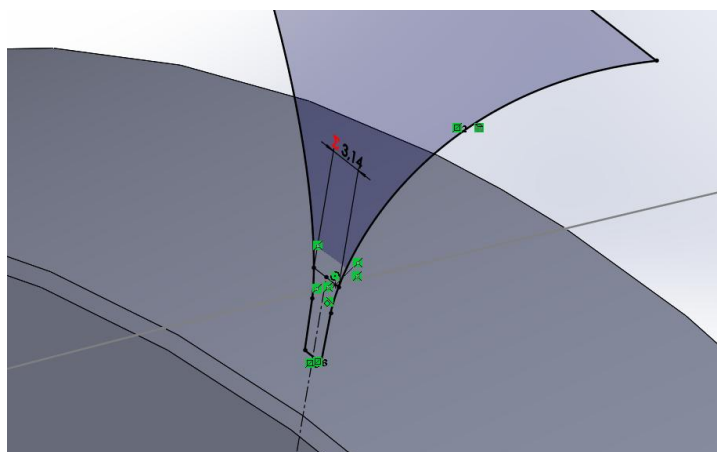


Рис. 6. Получение эвольвентного профиля

Также, чтобы сделать вырез по сечениям, нужно сделать еще два сечения, на концах линии наклона зубьев (рис. 7 и рис. 8).

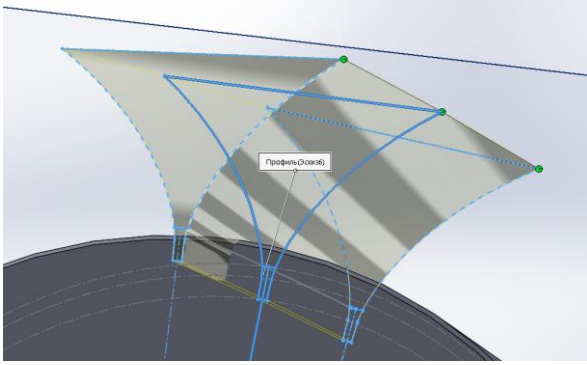


Рис. 7. Сечения

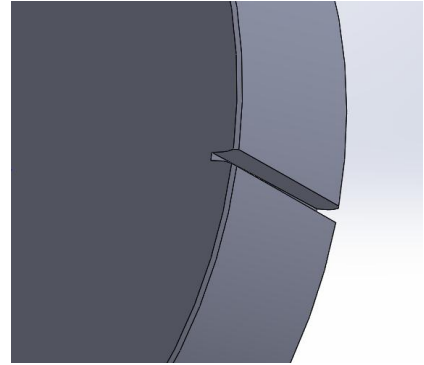


Рис. 8. Линия наклона зубьев

С помощью функции «круговой массив» повторяем этот вырез «z» раз (рис. 9). Далее формируются венец, средняя часть, ступица и шпоночный паз зубчатого колеса (рис. 10).

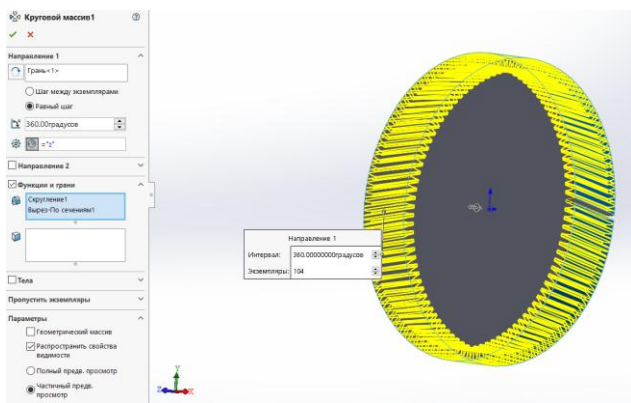


Рис. 9. Функция «круговой массив»

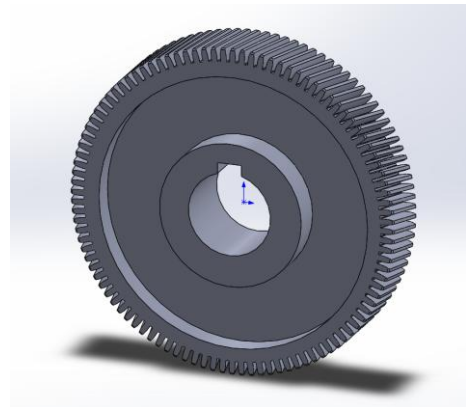


Рис. 10. Зубчатое колесо

Для получившегося колеса моделируем шестерню, а также вал и шпонку (рис. 11 и рис. 12).

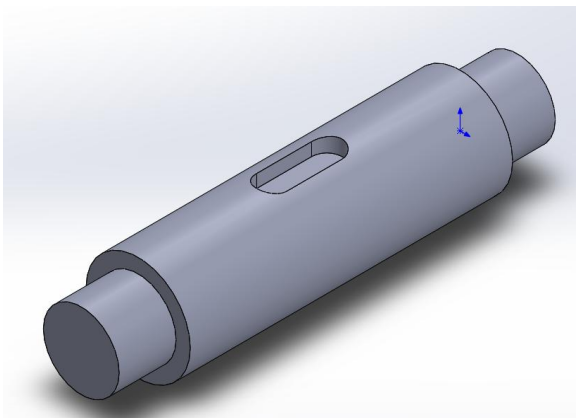


Рис. 11. Вал

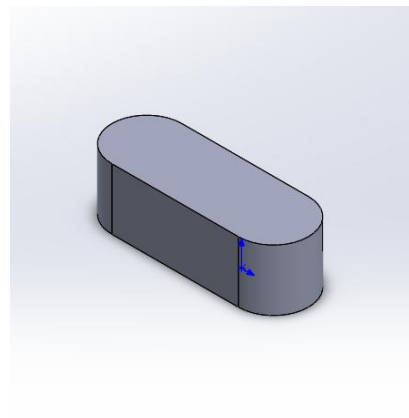


Рис. 12. Шпонка

Собираем смоделированные детали. Полученная сборка косозубой цилиндрической передачи представлена на рисунке 13.

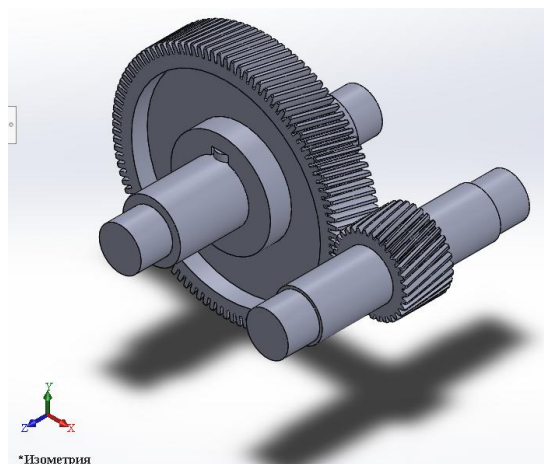


Рис. 13. Сборка косозубой цилиндрической передачи

#### Литература

1. Скойбеда А.Т. и др. Детали машин и основы конструирования : учебник. – Минск: Высшая школа, 2006.
2. Швец И.В. Разработка сборочного чертежа цилиндрического редуктора : пособие для студентов машиностроительных и энергетических специальностей / И.В.Швец. – Минск: БНТУ, 2023. – 44с.

УДК 621.

#### **Способы регулировки и контроля натяжения ремней в ременной передаче**

Студент гр. 10305122 Карпович И.М.

Научный руководитель – доцент Швец И.В.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Важным фактором для нормальной работы ременной передачи и достижения требуемой долговечности ремней является правильное натяжение ремней. Слишком малое натяжение вызывает чрезмерное скольжение ремней на ременном шкиве, слишком большое - сокращение срока эксплуатации ремня, а также ускоренный износ подшипников в приводной или в ведомой машине.

Необходимое натяжение ремня обеспечивают натяжные устройства, которые позволяют регулировать межосевое расстояние ременной передачи в целях компенсации как вытяжки ремней в процессе их эксплуатации, так и отклонения длины клиновых, поликлиновых и зубчатых ремней, а также легкости одевания новых ремней.

Натяжение ремня может быть создано за счет сил упругости ремня укорочением его при сшивании, передвижением одного из валов или же перемещением нажимного ролика; массой качающейся системы, грузом или силой пружины, действующих на качающуюся систему или натяжной ролик; за счет реактивного момента, действующего на статор двигателя или на подвесной редуктор.

Самый простой способ основан на предварительном упругом растяжении ремня. При этом способе натяжение устанавливается по наибольшей нагрузке с запасом на вытяжку ремня, что сокращает ресурс ремня (наименее надежный способ). Величину натяжения при таком способе трудно контролировать. Как правило, натяжение оказывается больше необходимого.

Для натяжения ремней передачи путем перемещения электродвигателя применяется натяжное устройство (рис.1), состоящее из двух плит: неподвижной и подвижной.

Неподвижная плита крепится к раме, а к подвижной плите крепится электродвигатель. Электродвигатель крепят к подвижной плите винтами (болтами) 1. В ней выполнены удлиненные пазы, а в неподвижной плите резьбовые отверстия для крепежных винтов (болтов) 2. Перемещение подвижной плиты относительно неподвижной производят толкающими винтами (болтами) 3. После того как отрегулировано натяжение ременной передачи, винты 2 затягивают. Под все винты (болты), в целях предотвращения их произвольного отвинчивания, рекомендуется подкладывать пружинные шайбы.

В передаче, где натяжение ремня путем изменения расстояния между ведущей машиной и ведомой машиной невозможно для натяжения ремня, применяют натяжной ролик. Также колебания длинной ветви ремня с малым натяжением или короткой ветви ремня при резких изменениях нагрузки требуют использования натяжного ролика. Однако применение натяжных роликов увеличивает частоту перегибов ремня, а также вводит добавочное изгибающее напряжение, что сокращает срок службы ремня.

После того как отрегулировано натяжение ременной передачи, винты 2 затягивают. Под все винты (болты), в целях предотвращения их произвольного отвинчивания, рекомендуется подкладывать пружинные шайбы.

В передаче, где натяжение ремня путем изменения расстояния между ведущей машиной и ведомой машиной невозможно для натяжения ремня, применяют натяжной ролик. Также колебания длинной ветви ремня с малым натяжением или короткой ветви ремня при резких изменениях нагрузки требуют использования натяжного ролика. Однако применение натяжных роликов увеличивает частоту перегибов ремня, а также вводит добавочное изгибающее напряжение, что сокращает срок службы ремня.

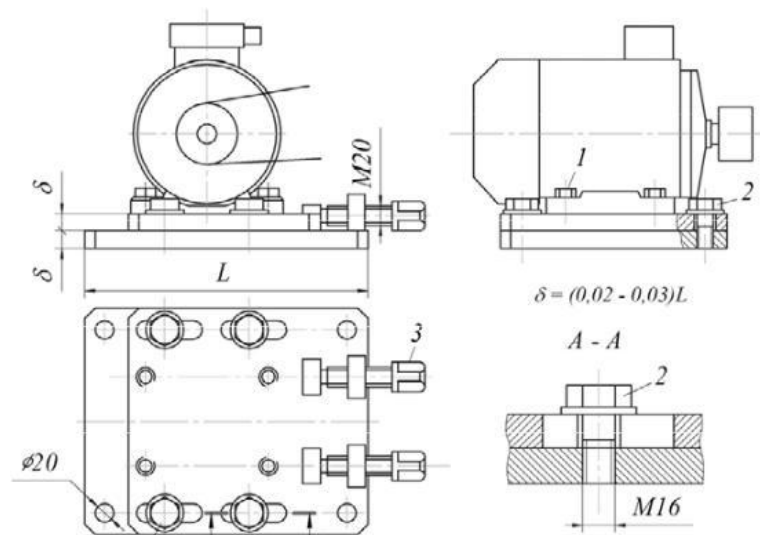


Рис. 1. Натяжное устройство с подвижной плитой

Натяжные ролики могут помещаться как внутри, так и снаружи ремня (рис. 2).



Рис. 2. Натяжение ременных передач: левый вариант – при помощи внутреннего натяжного ролика; правый вариант – при помощи наружного натяжного ролика

Натяжные ролики, помещенные на внешней стороне ремня, вызывают прогиб ремня в сторону противоположную, чем во время нормальной работы, что значительно снижает срок службы ремня. Поэтому рекомендуется применять натяжные ролики внутри ремня.

Внутренние натяжные ролики должны иметь канавки, размер которых такой же, как у рабочих шкивов. Для нормально профильных и соединенных ремней допускаются плоские внутренние ролики. Диаметр внутреннего ролика должен быть больше или равен минимальному диаметру, предлагаемому для данного сечения ремня. Внутренний ролик уменьшает угол охвата, поэтому следует поместить его как можно ближе к большему шкиву.

Наружные натяжные ролики обязательно должны быть плоские и с диаметром, больше или равным 1,5 минимального диаметра, который рекомендован для данного сечения ремня. Наружный ролик увеличивает угол охвата, поэтому следует помещать его как можно ближе к малому шкиву.

Как внутренние, так и наружные натяжные ролики должны помещаться на ведомой ветви ремня, это исключает изменение направления вращения передачи. При расположении ролика на ведущей ветви резко возрастает нагрузка на него и его опорные элементы.

На Рисунке 3 показаны способы автоматического натяжения ремня за счет массы качающегося двигателя и пружины (рис. 3а) и за счет натяжения пружины (рис. 3б).

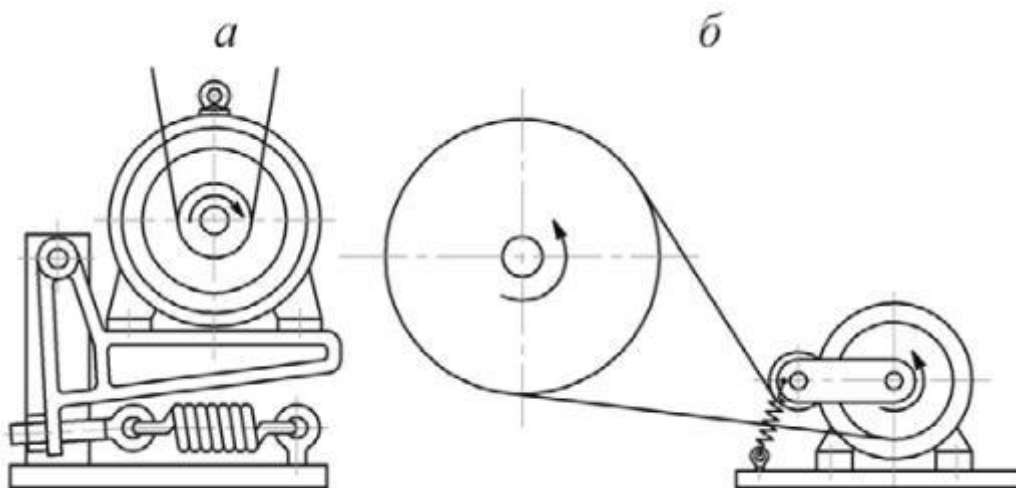


Рис. 3. Способы автоматического натяжения ремня с использованием массы качающегося двигателя и пружины

При этих способах натяжение также устанавливается по наибольшей нагрузке, и оно постоянно. Так как на практике большинство передач работает с переменным режимом нагрузки, то ремни с постоянным предварительным натяжением оказываются натянутыми больше, чем необходимо для передачи полезной нагрузки, что отрицательно сказывается на долговечности ремня.

При третьем способе (рис. 4) натяжение меняется с изменением нагрузки, и срок службы ремня наибольший. Автоматическое натяжение можно применять только для нереверсивных передач, т.е. передач, работающих в одном направлении вращения.

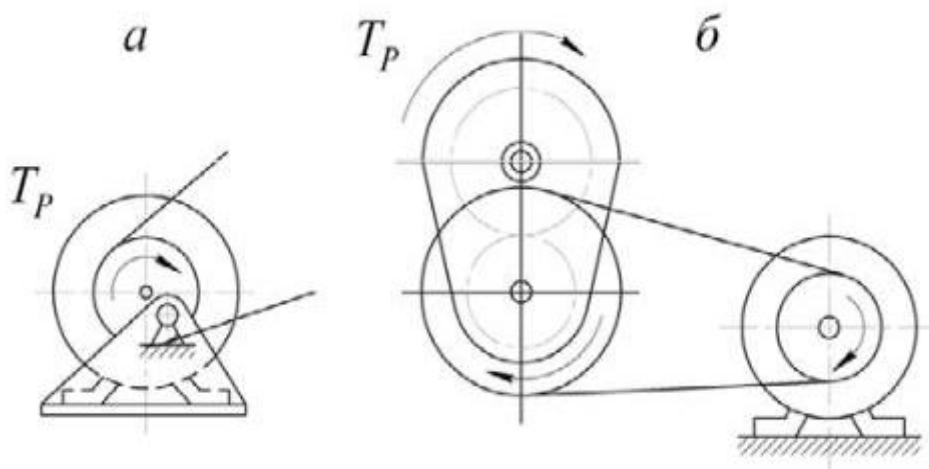


Рис. 4. Способы автоматического натяжения ремня за счет реактивного момента: на корпусе электродвигателя (а); на корпусе редуктора (б)

Из-за нагрузки, износа, воздействия окружающей среды длина ремня может меняться, в то время как расстояние между шкивами остается неизменным. Таким образом, изменение длины ремня влияет на усилие натяжения, следовательно, на эффективность работы привода и срок службы ремня. Точное следование расчетным значениям предварительного натяжения обеспечивает передачу мощности и достижение максимального срока службы ремня. По этой причине натяжение ремня следует регулярно контролировать и при необходимости регулировать. В технической документации обычно содержатся рекомендации по частоте проверок, но из-за конкретных условий эксплуатации они могут меняться.

Для простого определения натяжения ремня можно механически измерить прогиб ремня при приложенном усилии в неподвижном состоянии

или дистанционно измерить частоту вибрации ремня оптическим или акустическим методом. Важные технические характеристики, которые также следует учитывать при выборе измерителей натяжения ремней, включают измерение силы натяжения в определенном диапазоне измерения. Диапазон натяжения - это минимальное и максимальное значения натяжения, которые возможно измерять в Нм или кгс данным прибором.

Механический измеритель натяжения ремня позволяет оценить, какое усилие требуется для прогиба ветви ремня из предварительно натянутого положения на определенную величину или насколько ремень может быть сдвинут при приложении определенного усилия. Оптические приборы для измерения натяжения ремня регистрируют собственную частоту ремня, с помощью импульсов отраженного света. Акустические приборы для измерения натяжения ремня регистрируют звуковые вибрации ремня при помощи акустического приемника. Зафиксированная прибором частота используется как при оптических, так и при акустических измерениях для сравнения с эталонными частотами правильно натянутого ремня. Если известна длина измеряемой ветви и масса ремня, также можно рассчитать усилие натяжения ремня. Для этой цели многие модели электронных измерителей натяжения ремня предлагают возможность расчета по длине и массе ремня.

Для механических измерений требуется произвести контактный замер в определенном месте ремня для точности измерения, при этом ремень должен быть неподвижным. Оптические и акустические измерения проводятся бесконтактно, но измерительный датчик должен располагаться близко к ремню, однако при таком методе измерения частоты не имеет значения, в какой точке ремня производить замер.

#### Литература

1. Скойбеда А.Т. и др. Детали машин и основы конструирования : учебник. – Минск: Высшая школа, 2006.

УДК 621.852

#### **Исследование несущей способности плоскоременной передачи**

Студенты гр. 10305122 Шишлов Д.В., гр. 10603322 Внучко В.И.

Научный руководитель – доцент Сашко К.В.

Белорусский национальный технический университет,

Минск, Беларусь



Ременные передачи имеют широкое применение в приводах различных машин. Конструкции и теоретическое обоснование их работы описаны в различных пособиях и в частности в учебнике [1].

В патенте [2] описан учебный прибор для демонстрации работы плоскоременной передачи.

Нами разработан вариант проведения лабораторной работы на основании этого патента

### Разработка лабораторной работы

**Цель работы:** исследовать влияние нагрузки на коэффициент упругого скольжения; построить кривую скольжения ременной передачи.

### Теоретическое обоснование

Ременная передача (рис.1) передает вращающий момент  $T$  от ведущего вала  $O_1$  к ведомому валу  $O_2$  за счет сил трения, возникающих между ремнем и шкивами, вследствие предварительного натяжения ремня  $F_0$ .

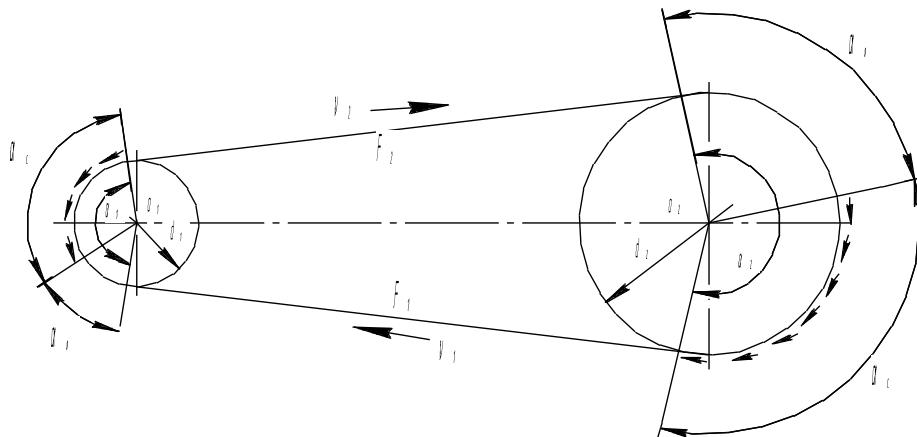


Рис. 1. Схема передачи

В зависимости от формы поперечного сечения ремни подразделяются на плоские, клиновидные, круглые, зубчатые. При передаче вращающего момента  $T$  натяжение в ведущей ветви возрастает до значения  $F_1$ , в ведомой же уменьшается до величины  $F_2$ .

Окружная сила на ведущем шкиве

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (1)$$

Уравнение моментов относительно оси вращения  $O_1$

$$T_1 = \frac{d_1}{2}(F_1 - F_2), \quad (2)$$

откуда

$$\frac{2T_1}{d_1} = F_1 - F_2 = F_t. \quad (3)$$

Усилия  $F_1$  и  $F_2$  связаны с силой  $F_t$ , предварительным натяжением  $F_0$ :

$$F_1 + F_2 = 2F_0; \quad (4)$$

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad (5)$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (6)$$

Зависимость между  $F_1$  и  $F_2$  на границе буксования устанавливается формулой Эйлера

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}, \quad (7)$$

где  $f$  – коэффициент трения;

$\alpha$  – угол обхвата шкива ремнем, рад.

Решая совместно уравнения (3), (4), (7), определяют величину предварительного натяжения ремня  $F_0$ , необходимую для передачи заданной нагрузки  $F_t$ :

$$F_0 = \frac{F_t(e^{f\alpha} + 1)}{2(e^{f\alpha} - 1)}. \quad (8)$$

При меньшем значении  $F_0$  в передаче начнется буксование ремня.

На шкивах центробежные силы, действующие на каждый элемент ремня в пределах угла обхвата, вызывают дополнительное натяжение ветвей ремня:

$$F_{ц} = \rho AV^2, \quad (9)$$

где  $\rho$  – плотность материала ремня, кг/м<sup>3</sup>;

$A$  – площадь поперечного сечения ремня, м<sup>2</sup>;

$V$  – линейная скорость ремня, м/с.

За счет натяжения  $F_{ц}$  уменьшается предварительное натяжение  $F_0$  и величина сил трения, тем самым понижается нагрузочная способность передачи.

Влияние центробежных сил существенно только при больших скоростях ( $V > 25$  м/с).

Тяговая способность передачи характеризуется максимально допустимой величиной при условии отсутствия буксования, окружной силой  $F_t$  или величиной полезного напряжения  $\sigma_0 = F_t / A$ , которые зависят от величины предварительного натяжения  $F_0$ , угла обхвата  $\alpha$ , коэффициента трения  $f$ , а также от линейной скорости ремня  $V_0$ , характера нагрузки и режима работы передачи.

Зависимость окружной силы  $F_t$  от  $F_0$ ,  $f$ ,  $\alpha$  согласно формуле (8) имеет вид:

$$F_t = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} \quad (10)$$

или

$$\sigma_f = 2\sigma_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}. \quad (11)$$

Разность натяжения ведомой и ведущей ветвей вызывает упругое скольжение ремня по шкиву.

Дуга упругого скольжения  $\alpha_c$  всегда располагается со стороны сбегавшей ветви. Разность между дугой обхвата  $\alpha$  и дугой упругого скольжения  $\alpha_c$  определяет дугу покоя  $\alpha_n$  (рис. 1), на которой ремень находится в покое без скольжения.

В результате упругого скольжения окружная скорость ведущего шкива  $V_2$  будет больше окружной скорости ведомого шкива  $V_1$ .

Или

$$V_2 = V_1 (1 - \varepsilon), \quad (12)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент упругого скольжения.

Из формулы (6.12) следует  $\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = 1 - \frac{V_2}{V_1}$ .

Так как  $V_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2}$ , а  $V_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2}$ , то  $\varepsilon = \frac{\omega_2 d_2}{\omega_1 d_1}$ .

Если  $d_1 = d_2$ , то

$$\varepsilon = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1 - \frac{n_2}{n_1}. \quad (13)$$

где  $n_1$  и  $n_2$  – частоты вращения ведущего и ведомого шкивов соответственно.

По мере увеличения окружной силы  $F_t$  дуга покоя уменьшается до нуля, ремень начинает скользить по поверхности шкива, равной дуге обхвата  $\alpha$ . Такое скольжение называется буксованием. При буксовании ведомый шкив останавливается.

Степень загруженности передачи принято характеризовать отношением передаваемой окружной силы к сумме значений натяжения ветвей  $F_1 + F_2$ , которое называют коэффициентом тяги:

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\frac{F_t}{A}}{\frac{2F_0}{A}} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}. \quad (14)$$

Коэффициент тяги показывает, какая часть предварительного натяжения ветвей ремня  $2F_0$  используется полезно, т. е. он представляет собой относительную нагрузку передачи.

Работоспособность передачи характеризуется кривой скольжения – зависимостью между коэффициентом скольжения  $\varepsilon$ , %, и коэффициентом тяги  $\varphi$ . Кривая скольжения строится по результатам испытаний передачи с горизонтальным расположением ремней (угол  $\theta = 0^\circ$ ), работающей в одну смену (8 ч), у которой  $\sigma_0 = 1,8$  МПа,  $\alpha_1 = 180^\circ$ ,  $V = 10$  м/с,  $d_1 / \delta = 37$ .

На начальном участке кривой (рис. 6.2) от 0 до  $\varphi_0$  происходит только упругое скольжение. От  $\varphi_0$  до  $\varphi_{\max}$  осуществляется частичное буксование, т. е. наблюдается как упругое скольжение, так и буксование. При  $\varphi_{\max}$  происходит полное буксование.

Рабочую нагрузку рекомендуется выбирать вблизи значения  $\varphi_{\max}$  и слева от него (рис. 2). Работа в зоне частичного буксования допускается только при кратковременных перегрузках (например, при пуске).

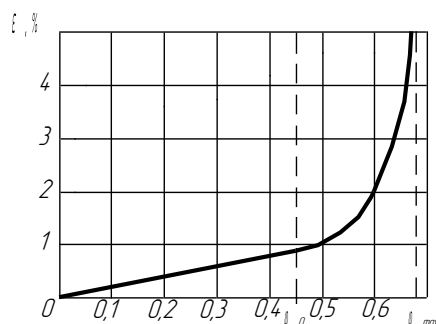


Рис.2. Кривая скольжения

Экспериментально определив оптимальное значение коэффициента тяги  $\varphi_0$ , находят из формулы (6.14) окружную силу  $F_t = 2F_0\varphi_0$ . Когда у передачи  $\alpha_1 \neq 180^\circ$ ,  $V \neq 10$  м/с,  $d_1 / \delta \neq 37$ ,  $\theta > 40^\circ$ , а работа не односменная, допусаемое полезное напряжение находится с учетом корректирующих коэффициентов.

### Описание установки

Лабораторная установка (рис. 3) состоит из ведущего 4 и ведомого 2 шкивов и охватывающего их ремня 3.

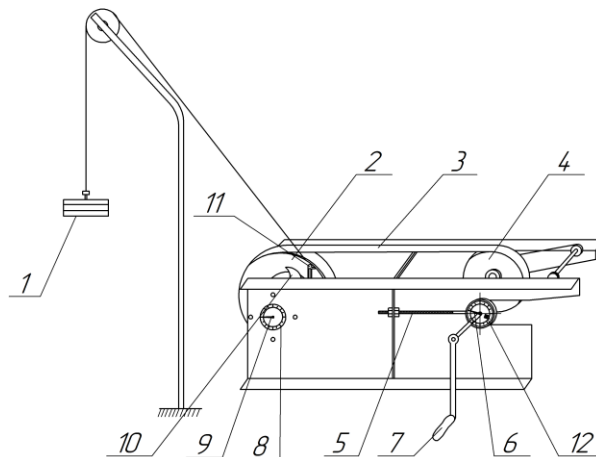


Рис. 3. Схема лабораторной установки

Вращение ведущего шкива производится рукояткой 7. Предварительное натяжение в ремне  $F_0$  создается натяжными винтами 5, которые упираются в опоры ведущего вала. Полезную нагрузку передачи имитирует груз, устанавливаемый на платформу 1, величину которого можно менять.

Для предотвращения самопроизвольного обратного вращения шкивов под действием груза с платформой предусмотрен храповой останов 10.

Величина углового отставания ведомого шкива от ведущего фиксируется по шкале 8 с помощью стрелки 9.

Шкала нанесена на раму, а стрелка вращается совместно с осью ведомого шкива. Обороты ведущего вала регистрируются при помощи стрелки 6 на шкале 12.

### Подготовка к выполнению работы

1. Изучить раздел «Ременные передачи» по учебнику [1] и проработать данные методические указания.

2. Подготовить таблицу для записи и обработки результатов исследования.



### Контрольные вопросы

1. Как классифицируются ременные передачи в зависимости от вида передачи и формы поперечного сечения ремня?
2. Как определяются кинематические и геометрические параметры ременной передачи: передаточное отношение  $i$ , окружная скорость  $V$ , угол обхвата меньшего шкива  $\alpha$ , угол между ветвями шкива  $\beta$ , расчетная длина ремня  $L$ ?
3. Как связаны между собой усилия предварительного натяжения  $F_0$ , усилия ведущей  $F_1$  и ведомой  $F_2$  в ветвях, окружная сила?
4. Какие наибольшие суммарные напряжения наблюдаются в ременной передаче? Где они возникают?
5. По какой формуле определяются коэффициент упругого скольжения  $\epsilon$  и коэффициент тяги  $\varphi$ ?
6. Какова цель построения кривых скольжения? Как определяются допускаемые полезные напряжения?
7. По какой формуле находится равнодействующая нагрузка на вал от сил  $F_1$  и  $F_2$ ?

### Литература

1. Скойбеда А.Т. и др. Детали машин и основы конструирования : учебник. – Минск: Высшая школа, 2006.
2. Учебный прибор для демонстрации работы плоскоремной передачи : патент 3554 U Респ. Беларусь, МПК C09 B9/00, C09B9/00B/К.В.Сашко, и др. ; заявитель Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. – № и 20060710 ; заявл. 11.01.2006 ; опубл. 06.30.2007 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 6.– С.233.

УДК 621.852

### Сравнительные исследования ременных передач различных типов

Студенты гр. 10305122 Каношкин А.Ю., гр. 10603322 Горбачев Н.В.

Научный руководитель – доцент Сашко К.В.

Белорусский национальный технический университет,

Минск, Беларусь

Известен учебный прибор (рис.1) для исследования тяговой способности плоскоремной передачи, который состоит из ведущего 4 и ведомого 2 шкивов и охватывающего их ремня 3. [1].

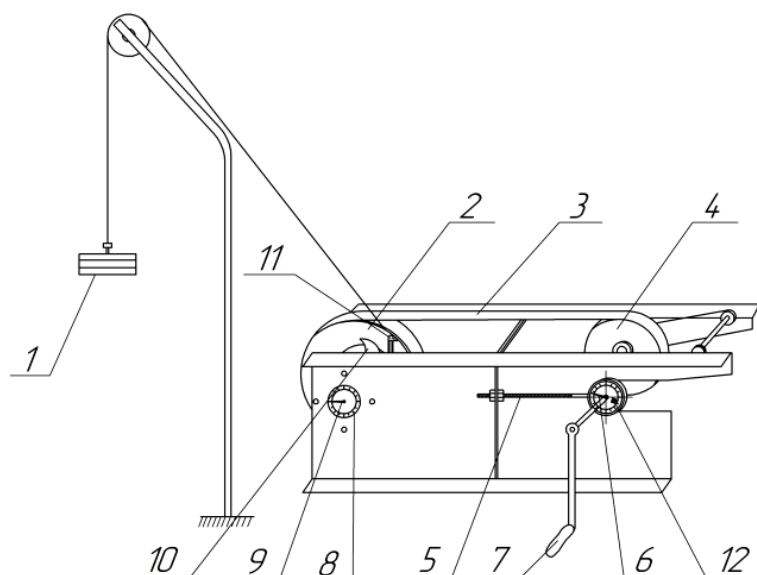


Рис.1. Схема учебного прибора

Вращение ведущего шкива производится рукояткой 7. Предварительное натяжение в ремне  $F_0$  создается натяжными винтами 5, которые упираются в опоры ведущего вала. Полезную нагрузку передачи имитирует груз, устанавливаемый на платформу 1, величину которого можно менять.

Для предотвращения самопроизвольного обратного вращения шкивов под действием груза с платформой предусмотрен храповой останов 10.

Величина углового отставания ведомого шкива от ведущего фиксируется по шкале 8 с помощью стрелки 9.

Шкала нанесена на раму, а стрелка вращается совместно с осью ведомого шкива. Обороты ведущего вала регистрируются при помощи стрелки 6 на шкале 12.

Однако этот учебный прибор не может продемонстрировать работу клиноременной передачи и показать, что если у нее предварительное натяжение ремня будет такое же, как у плоской ременной передачи, то коэффициент трения между ремнем и рабочими поверхностями шкива будет больше, а следовательно увеличится тяговая способность передачи.

Для сравнения и демонстрации работы плоскоремной и клиноременной передач и определения их тяговых возможностей разработан учебный прибор для сравнительной демонстрации работы плоскоремной и



клиноременной передач [1]., включающий два горизонтально расположенных вала, установленных на раме, с охватывающими их шкивами и ремнями, грузы для создания предварительного натяжения ремней, рукоятку для вращения ведущего шкива и грузо-троссовую систему для имитации внешней нагрузки, храповый установ, предотвращающий самопроизвольное вращение ведомого шкива под действием нагрузки, имеющий дополнительные шкивы для клиноременной передачи, установленные на ведущем и ведомом валах. Причем наружные диаметры шкивов клиноременной передачи подобраны таким образом, что их расчетные диаметры, равны диаметру центра тяжести поперечного сечения клинового ремня, который окружает шкивы и равен наружному диаметру шкива плоской ременной передачи. На (рис. 2) схематично изображен учебный прибор для демонстрации работы плоскоремной и клиноременной передач. Учебный прибор состоит из рамы 1, стрелы 2, грузо-троссовой системы 3, ведомого шкива 4, плоского ремня 5, ведущего шкива 6 для плоскоремной передачи, ведомого шкива 7, клинового ремня 8, ведущего шкива 9 для клиноременной передачи, грузов 10, рукоятки 11, храпового останова, состоящего из храпового колеса 12 и собачки 13. Ведомые шкивы 4 и 7 установлены на валу неподвижно.

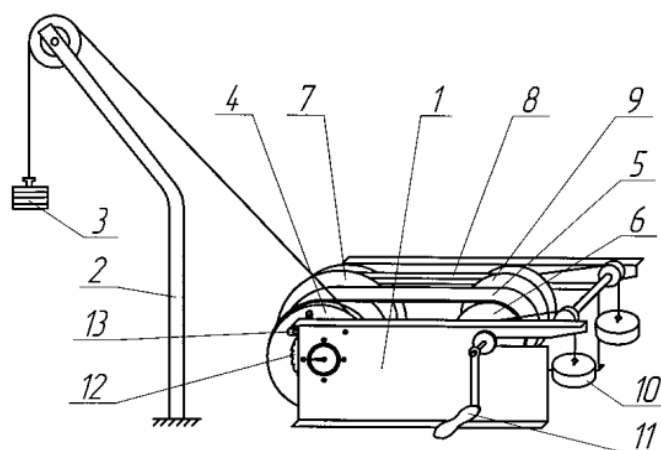


Рис.2. Схема учебного прибора

На (рис. 3) показано поперечное сечение приводного вала со шкивами 6 для плоской ременной передачи и шкивом 9 для клиноременной передачи. Эти шкивы могут быть закреплены на валу винтами 14 и 15 для предотвращения вращения.

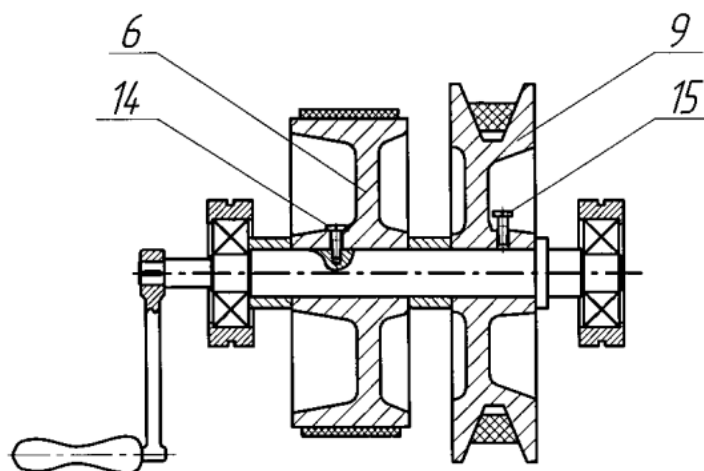


Рис.3. Схема учебного прибора

Учебная установка работает следующим образом. Предварительное натяжение ременной передачи осуществляется с помощью груза 10, соединенного тросом со стойкой приводного вала. Винт 14 служит для того, чтобы ведущий шкив 6 плоской ременной передачи был жестко закреплен на валу, а шкив 9 клиноременной передачи мог на нем вращаться.

Выводя собачку 13 из зацепления с храповым колесом 12, с помощью рукоятки 11 опускают грузо-тросовую систему 3 с первоначальным грузом в нижнее положение. Собачку 13 укладывают на храповое колесо 12. Вращая рукоятку 11, демонстрируют работу ременной передачи, постепенно догружая дополнительными грузами грузо-тросовую систему 3 до тех пор, пока плоский ремень 5 не начнет буксовать. Подсчитывают общий вес груза, приведший к буксованию ремня  $F_1$  плоскоремной передачи.

Винт 15 фиксирует приводной шкив 9 для клиноременной передачи на валу, а поворот винта 14 позволяет шкиву 6 свободно вращаться на валу.

Опять выводя собачку 13 из зацепления с храповым колесом 12 с помощью рукоятки 11, опускают грузо-тросовую систему 3 с первоначальным грузом в нижнее положение. Собачку 13 укладывают на храповое колесо 12. Вращая рукоятку 11, демонстрируют работу клиноременной передачи, постепенно догружая дополнительными грузами грузо-тросовую систему 3 до тех пор, пока клиновой ремень 8 не начнет буксовать. Подсчитывают общий вес груза, приведший к буксованию ремня  $F_2$  клиноременной передачи.

Отношение веса  $F_2$  к весу  $F_1$  показывает, на сколько тяговое усилие клиноременной передачи при прочих равных условиях выше тягового усилия

в плоскоременной передаче. Для изучения конструкций и исследований ременных передач различных типов по с целью определения коэффициента полезного действия (КПД) и коэффициента скольжения и построения зависимостей КПД и коэффициента скольжения в зависимости от величины передаваемого крутящего момента сотрудниками научно-практического центра разработана установка НПЦ – 13.09.4 (рис. 4) которая состоит из приводного электродвигателя 2, передающего вращение на шкивы 1 и 3 с соответствующими канавками на которые могут устанавливаться ремни имеющие прямоугольное, клиновое и круглое сечение. На ведомом шкиве 3 установлена электромагнитная тормозная муфта, позволяющая регулировать величину тормозного момента.

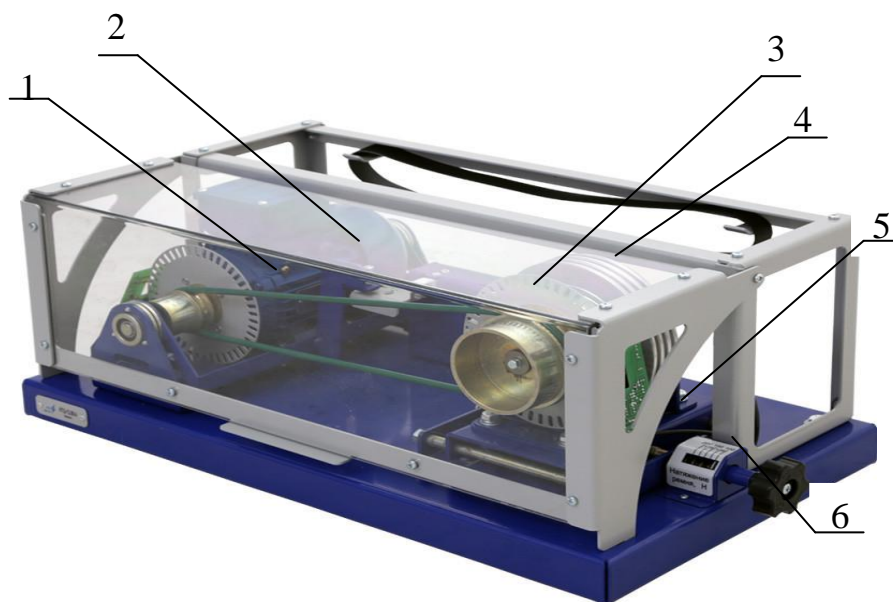


Рис. 4. Установка НПЦ – 13.09.4:

1 – ведущий шкив; 2 – электродвигатель; 3 – ведомый шкив; 4 – тормозная муфта; 5 – натяжное устройство; 6 – маховик регулировки величины натяжения ремня;

Исследования на установке проводятся с помощью блока управления (рис.5)



Рис. 5. Блок управления установки НТЦ – 13.09.4

1 – корпус; 2 – кнопка включения; 3 – кнопка аварийного отключения; 4 – индикатор измерения угловых скоростей, 5 – индикатор измерения крутящих моментов; 6 – тумблер для переключения отображаемых величин; 7 – потенциометр для регулировки момента на тормозной муфте.

Блок управления содержит кнопку включения блока и кнопку аварийного отключения стенда, а также блок системы измерения – содержащий индикаторы системы измерения и тумблер для переключения отображаемых величин,

блок управления электродвигателем, блок регулятора нагрузки электромагнитной тормозной муфты, позволяющей регулировать момент нагрузки на ведомом шкиву.

Исследование передачи осуществляется следующим образом. Устанавливают на шкивы исследуемый ремень и плавно изменяя величину нагрузки, записывают получаемые при этом величины угловых скоростей и моментов.

Коэффициент упругого скольжения при определенных значениях усилия натяжения ремня  $F$  и величины крутящего момента  $T_2$  определяется по уравнению

$$\varepsilon = \left( 1 - U_0 \frac{\omega_2}{\omega_1} \right) \cdot 100\%,$$

Коэффициент полезного действия передач

$$\eta = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1}$$

где  $U_0$  – передаточное число передачи при  $T_2 = 0$

$T_1$  – момент на ведущем шкиве, Н·мм;

$T_2$  – момент на ведомом валу, Н·мм;

$\omega_1, \omega_2$  – условия скорости вращения ведущего и ведомого шкивов,  $C^{-1}$ .

### Литература

1. Скойбеда А.Т. и др. Детали машин и основы конструирования : учебник. – Минск: Высшая школа, 2006.
2. Учебный прибор для сравнительной демонстрации работы плоскоременной и клиноременной передач: патент 4553 U Респ. Беларусь, МПК С09 В23/00, К.В.Сашко, и др. ; заявитель Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. – № и 20070704 ; заявл. 10.01.2007 ; опубл. 04.30.2008 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2008. – № 66. – С.152.

УДК 621.852

### Совершенствование конструкции натяжного устройства в ременной передаче

Студенты гр. 10305122 Шишлов Д.В., гр. 10603322 Внучко В.И.

Научный руководитель – доцент Сашко К.В.

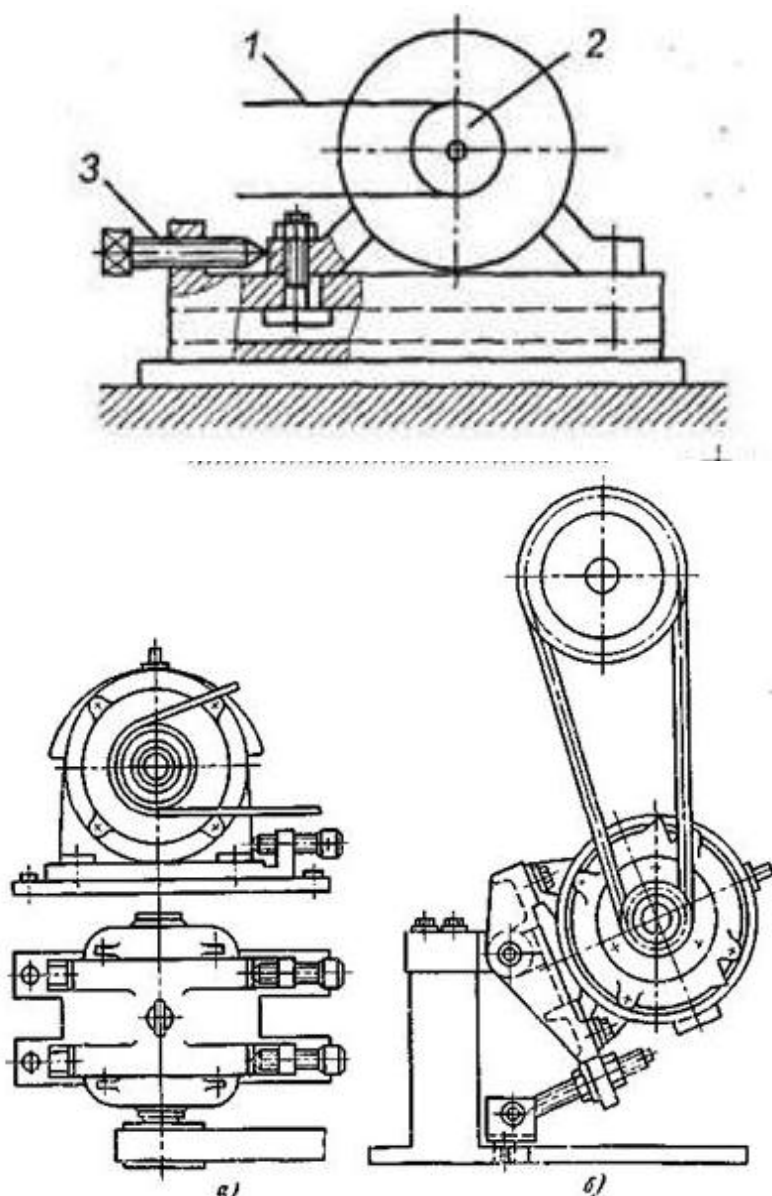
Белорусский национальный технический университет,

Минск, Беларусь

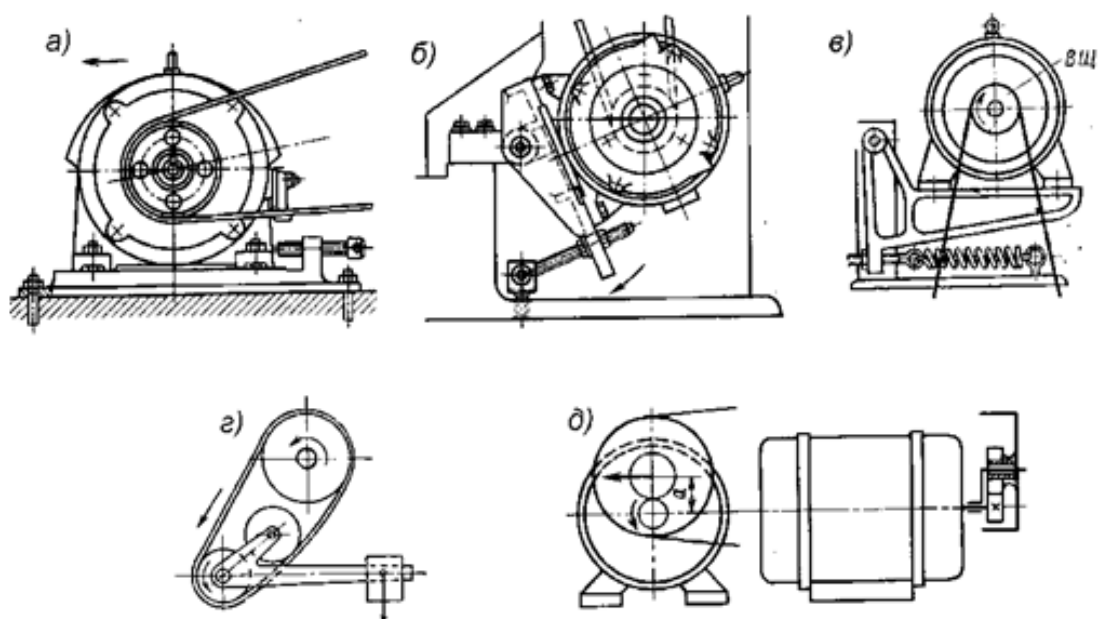
#### Устройства для натяжения ремня

Для нормальной работы передачи необходимо предварительное натяжение ремня, обеспечивающее возникновение сил трения на участках контакта (ремень—шкив). Литературный поиск, проведенный по учебникам показал, что оно осуществляется: 1) передвижением электродвигателя с ведущим шкивом с помощью нажимных винтов (рис.1); 2) под действием силы тяжести качающейся системы мы или силы пружины; 3) автоматически, в результате реактивного момента, возникающего на статоре двигателя; 4) перемещением электродвигателя на салазках (рис.3.3а) ,**на шарнирной плите** (рис.3.2б). Так как на практике большинство передач работает с переменным режимом нагрузки, то ремни с постоянным предварительным натяжением в период недогрузок оказываются излишне натянутыми, что ведет к резкому снижению долговечности. С этих позиций целесообразнее

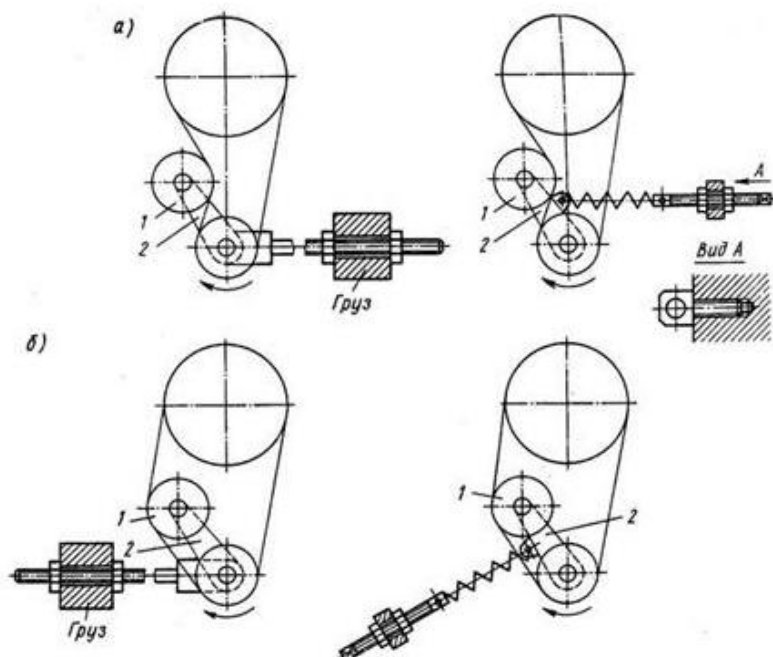
применять третий способ, при котором натяжение меняется в зависимости от нагрузки и срок службы ремня наибольший. Однако автоматическое натяжение в реверсивных передачах с непараллельными осями валов применить нельзя.



**Рис.3.2. Регулировка натяжения ремня перемещением двигателя:  
 1 — ремень; 2 — шкив; 3 — натяжное устройство  
 Способы регулирования натяжения ремней установки электродвигателя  
 а) на салазках; б)**



**Рис.3.3. Способы предварительного натяжения приводных ремней**



**Рис.3.4. Натяжные устройства а) с отклоняющим роликом; б) с оттяжным роликом**

Первоначальное натяжение ремня обеспечивают одним из следующих способов:

- периодическим перемещением в процессе эксплуатации ременной передачи одного из её шкивов при помощи передачи “Винт-гайка” (рис. 3.3, а; б);

- автоматическим перемещением одного из шкивов передачи, вызываемым силой тяжести вспомогательных грузов или упругости пружины (рис. 3.3, в);

- перемещением (периодическим или автоматическим, используя дополнительные грузы или пружины) специального натяжного или оттяжного ролика (рис. 3.3, г, рис.3.4, а, б), обычно взаимодействующего с внутренней стороной (что повышает долговечность ремня из-за отсутствия его перегибов в противоположную сторону) ведомой ветви ремня;

- специальными устройствами (рис. 3.3, д), автоматически обеспечивающими в процессе эксплуатации передачи необходимое значение натяжения её ремня в зависимости от конкретного значения внешней нагрузки;

- предварительным упругим растяжением ремня (наименее надежный способ, практически не применяемый в настоящее время).

В ременных передачах со шкивом, расположенным на валу электродвигателя, наибольшее применение получили натяжные устройства, которые предусматривают периодическое (при помощи передачи “Винт-гайка”) перемещение (осуществляемое при профилактических работах, проводимых в процессе эксплуатации передачи) этого шкива вместе с электродвигателем, устанавливаемым в этом случае на салазках (рис. 3.3, а) или поворотной плите (рис. 3.3, б).

В передачах, имеющих шкив, установленный на приводном валу проектируемого изделия, основное применение получили устройства с натяжным роликом (рис. 3.3, г).

Первоначальное усилие натяжения ремня  $F_0$  оказывает значительное влияние на работоспособность фрикционной ременной передачи. Так при заниженном (по сравнению с необходимым) значении усилия  $F_0$  возникает пробуксовка ремня по шкиву, вследствие чего повышается интенсивность изнашивания рабочих поверхностей ремня, снижается КПД передачи, увеличиваются колебания передаточного числа и неравномерность вращения ведомого шкива передачи, а при длительной пробуксовке ремня возможен его перегрев, вызывающий расслаивание ремня и потерю работоспособности передачи. Завышенное значение усилия  $F_0$  резко снижает долговечность ремня, повышает нагрузки, действующие на валы передачи и их подшипники.

Ременная передача с закрепленными на раме, покрытыми ремнем, ведущим и ведомым шкивами. А также с установленным на раме трехплечим



рычагом, выполняющим роль натяжного устройства. На первом плече рычага установлен натяжной шкив, второе плечо рычага снабжено дополнительным натяжным шкивом, а третье плечо соединено с рамой пружиной, обеспечивающей взаимодействие натяжного шкива с ведомой ветвью ремня. Трёхплечий рычаг выполнен и установлен таким образом чтобы обеспечить возможность взаимодействия дополнительного натяжного шкива с ведущей ветвью ремня и с возможностью взаимодействия обоих шкивов с наружной поверхностью ремня, причем длина первого плеча больше длины второго плеча. Отличие состоит в том, что первое и второе плечи трёхплечевого рычага, для регулировки угла между ними и компенсации растяжения ремня, соединяется между собой винтовой стяжкой с возможностью вращения относительно друг друга.

Изобретение связано с машиностроением, в частности относится к ременным передачам, и может быть использовано в ( трансмиссии ) приводах различных сельскохозяйственных машин.

Известная ременная передача состоит из установленных на раме, покрытых ремнем, ведущего и ведомого шкивов, а также натяжного устройства, выполненного в виде пружинного трёхплечевого рычага, взаимодействующего с ведомой ветвью ремня, за счёт установленного на плече натяжного шкива [1].

В этой передаче рычаг выполнен из двух плеч, на одном плече установлен натяжной шкив, а на втором плече прикреплена пружина. В этой передаче усилие натяжения ведомой ветви ремня не зависит от передаваемой нагрузки, в результате чего усилие пружины будет значительным даже при минимальной передаваемой нагрузке, что вызывает преждевременный износ ремня и снижает долговечность передачи.

Известная ременная передача выполнена с закреплением на раме, покрытыми ремнем, ведущим и ведомым шкивами. А также с установленным на раме трёхплечим рычагом, выполняющим роль натяжного устройства. На первом плече рычага установлен натяжной шкив, второе плечо рычага снабжено дополнительным натяжным шкивом, а третье плечо соединено с рамой пружиной, обеспечивающей взаимодействие натяжного шкива с ведомой ветвью ремня. Трёхплечий рычаг выполнен и установлен таким образом чтобы обеспечить возможность взаимодействия дополнительного натяжного шкива с ведущей ветвью ремня и с возможностью взаимодействия

обоих шкивов с наружной поверхностью ремня, причем длина первого плеча, на котором установлен натяжной шкив, больше длины второго плеча [2].

Недостатком данной ременной передачи является то, что установленные на трёхплечем рычаге, натяжной и дополнительный натяжной шкивы натяжного устройства, жёстко соединены между собой, из-за чего в процессе работы растягивается ремень, что приводит к снижению силы натяжения ремня, вследствие чего уменьшается сцепление ремня со шкивами.

Задача, решаемая изобретением, заключается в повышении надежности ременной передачи.

Поставленная задача решается с помощью ременной передачи с закрепленными на раме, покрытыми ремнем, ведущим и ведомым шкивами. А также с установленным на раме трехплечим рычагом, выполняющим роль натяжного устройства. На первом плече рычага установлен натяжной шкив, второе плечо рычага снабжено дополнительным натяжным шкивом, а третье плечо соединено с рамой пружиной, обеспечивающей взаимодействие натяжного шкива с ведомой ветвью ремня. Трёхплечий рычаг выполнен и установлен таким образом чтобы обеспечить возможность взаимодействия дополнительного натяжного шкива с ведущей ветвью ремня и с возможностью взаимодействия обоих шкивов с наружной поверхностью ремня, причем длина первого плеча больше длины второго плеча. Первое и второе плечи трёхплечевого рычага, для регулировки угла между ними и компенсации растяжения ремня, соединяется между собой винтовой стяжкой с возможностью вращения относительно друг друга.

Винтовая стяжка способствует регулированию угла между первым и вторым плечами трёхплечевого рычага и тем самым компенсируя растяжение ремня.

На рисунке 4 показано натяжное устройство ременной передачи.

Ременная передача содержит закрепленные на раме, покрытыми ремнем 3, ведущим 1 и ведомым 2 шкивами. А также с установленным на раме трехплечим рычагом, выполняющим роль натяжного устройства. На первом плече 4 рычага установлен натяжной шкив 5, второе плечо рычага 6 снабжено дополнительным натяжным шкивом 7, а третье плечо 8 соединено с рамой пружиной 9, обеспечивающей взаимодействие натяжного шкива 5 с ведомой ветвью ремня 3. Трёхплечий рычаг выполнен и установлен таким образом чтобы обеспечить возможность взаимодействия дополнительного

натяжного шкива 7 с ведущей ветвью ремня 3 и с возможностью взаимодействия обоих шкивов с наружной поверхностью ремня 3, причем длина первого плеча 4, на котором установлен натяжной шкив 5, больше длины второго плеча 6. Первое 4 и второе 6 плечи трёхплечевого рычага, соединяется между собой винтовой стяжкой 10 с возможностью вращения относительно друг друга.

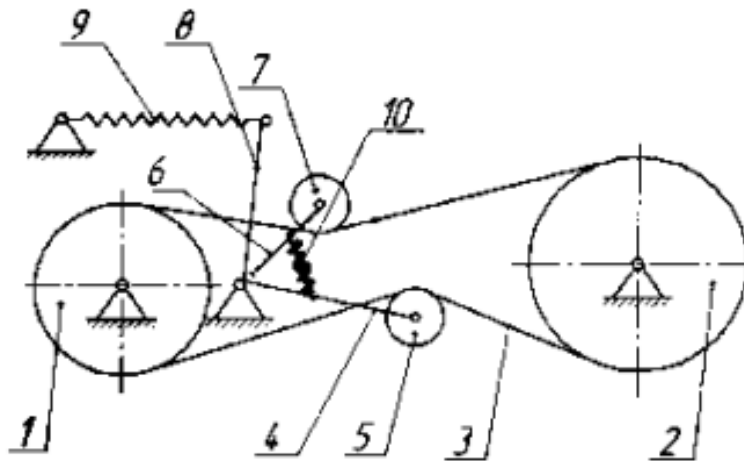


Рис.4. Натяжное устройство ременной передачи

Ременная передача работает следующим образом

При работе передачи вращение от ведущего шкива 1 передается на ведущий шкив 2, который управляется ремнем 3. При работе передачи на холостом ходу пружина 9 обеспечивает соединение ремня 3 со шкивами 1 и 2. При работе передачи под нагрузкой, как и при её увеличении, длина ведущей ветви уменьшится, дополнительный натяжной шкив 7 будет поворачивать трехплечий рычаг в сторону сжатия пружины 9, одновременно вращая натяжной шкив 5 в сторону ведущей ветви ремня 3. Поскольку длина второго плеча 6 меньше длины первого плеча 4, то степень перемещения натяжного шкива 5 в сторону ведомой ветви ремня 3 будет больше, чем степень перемещения дополнительного натяжного шкива 7 от ведущей ветви ремня 3.

Известно, что в процессе работы ремень 3 испытывает напряжения приводящие к растяжению, что также приводит к уменьшению натяжения ремня, при этом уменьшается сила сцепления ремня 3 со шкивами 1 и 2. Угол между первым 4 и вторым 6 плечами трехплечевого рычага уменьшается при помощи винтовой стяжки 10, и это компенсирует растяжение ремня 3.

## Литература

1. Скойбеда А.Т. и др. Детали машин и основы конструирования : учебник. – Минск: Высшая школа, 2006.

2. Ременная передача: патент 18536 С1 Респ. Беларусь, МПК Ф 16 Н7/00 / И.Н.Шило, К.В.Сашко и др. ; заявитель Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. – № а 20111002 ; заявл. 07.18.2011 ; опубл. 02.28.2013 // Афіцыйны бюл. / Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. – 2013. – № 7. – С.146.

УДК 621.852

**Способы контроля величины натяжения ремня в ременной передаче**

Студенты гр.10305122 Шишлов Д.В. , гр 10603322 Внучко В.И

Научный руководитель – доцент Швец И.В.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

В практике в приводах машин широко используются ременные передачи

Ременная передача (рис. 1) состоит из ведущего  $D_1$  и ведомого  $D_2$  шкивов и характеризуется межосевым расстоянием  $a$

$$a = \frac{D_2 + D_1}{2}, \quad (1)$$

$\gamma$  - углом наклона ремней к межосевой линии

$$\sin \gamma = \frac{D_2 - D_1}{2a}, \quad (2)$$

Для обеспечения ее работоспособности необходимо в ветвях ремня создать предварительное натяжение ремня

$$F_0 = \sigma_0 A \quad (3)$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения ремня.

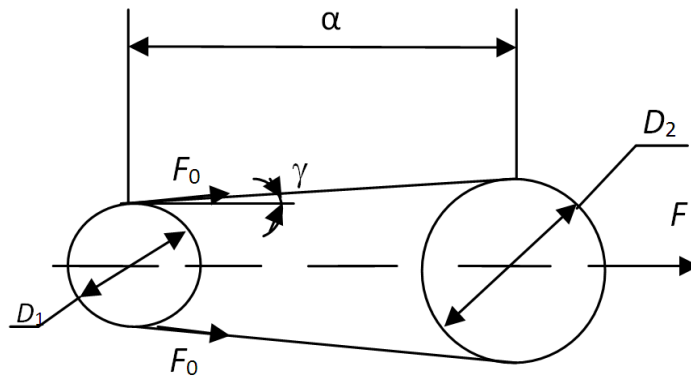


Рис. 1 Схема ременной передачи

Для обеспечения работоспособности ременных передач рекомендуется принимать:

для плоских ремней  $\sigma_0 = 1,8$  МПа;

для плоских ремней  $\sigma_0 = 1,2 - 1,5$  МПа;

для ремней из синтетических материалов  $\sigma_0 = 3 - 4$  МПа.

В соответствии с законом Гука от усилия предварительного натяжения каждая ветвь ремня получит деформацию равную

$$\Delta l = \frac{F_0 l}{EA} \quad (4)$$

где  $l$  — длина ветви ремня

$$l = \frac{a}{2} \cos \gamma \quad (5)$$

соответственно из треугольника величина прогиба,  $E$  — модуль продольной упругости. Для новых кордтканевых ремней  $E=250$  МПа, для кордшнуровых  $E=500$  МПа, а для ремней, находившихся в эксплуатации соответственно  $E=400$  МПа и  $E=600$  МПа.

Предварительное натяжение ремня в ременной передаче необходимо для обеспечения ее работоспособности, так как при его недостаточной величине происходит пробуксовка ремня на шкиве, что приводит к износу ремня и уменьшается КПД передачи. При этом изменяется передаточное

число передачи, возникают колебания шкива, вибрация, повышенный нагрев ремня, его расслоение и в конечном случае теряется работоспособность ременной передачи.

С другой стороны повышенное натяжение ремня увеличивает нагрузки на валы и подшипники.

Прочностные характеристики ремня должны обеспечивать его натяжение ремня в течении длительного времени работы передачи без чрезмерной вытяжки и сохранении необходимой долговечности.

Контроль величины вытяжки ремня обычно проводят с помощью грузика весом  $F_{gr} = 10 - 50 \text{ Н}$ , который подвешивается по середине ремня с последующим измерением величины прогиба ремня под грузиком (рис. 2)

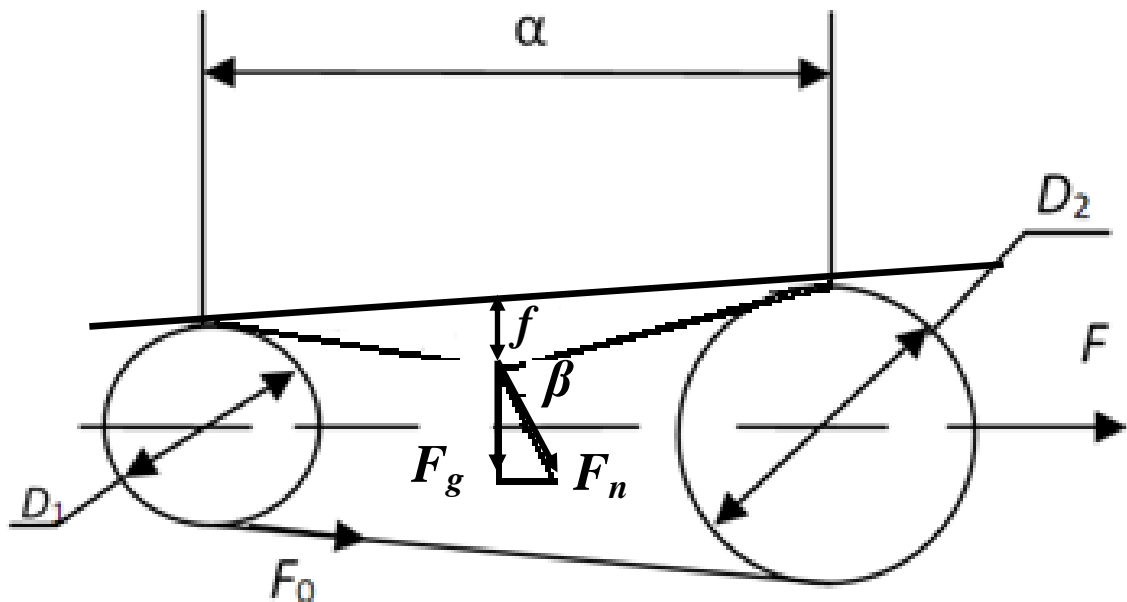


Рис. 2 Схема контроля прогиба ремня в ременной передаче

Теоретически величину прогиба ремня из рис. 2 можно определить по формуле

$$f = 0,5l \operatorname{tg} \beta \quad (6)$$

Для измерения угла нами разработан угломер (рис. 3), состоящий из прямоугольника 1, отвеса 2, шкалы 3 проградуированной для определения угла поворота отвеса, закрепленного в верхнем угле прямоугольника.

При установке угломера на ветвь ременной передачи к которой подвешен грузик по шкале угломера определяется угол  $\gamma + \beta$ , а затем по формуле

( 6 ) определяется величина прогиба ремня

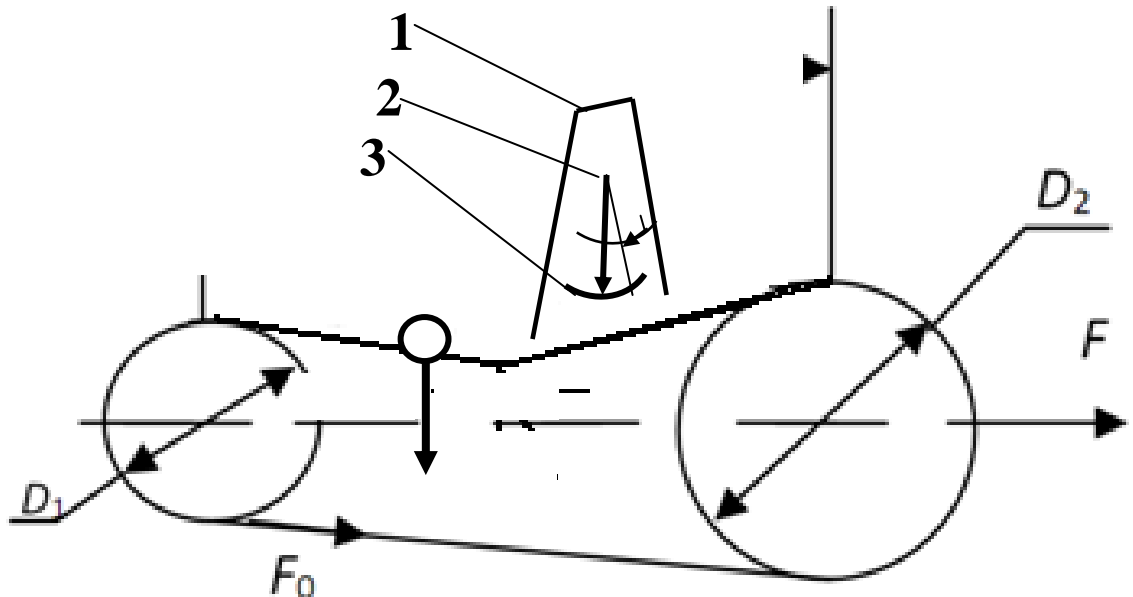


Рис. 3. Угломер:

1 – прямоугольник, 2 – отвес, 3 – шкала.

#### Литература

1. Скойбеда А.Т. и др. Детали машин и основы конструирования : учебник. – Минск: Высшая школа, 2006.

УДК 621.56

#### **Вакуумная и компрессорная техника: история, состояние и перспективы развития**

Студент гр. 10904122 Бабич Л.В.,

Научный руководитель – старший преподаватель Комяк И.М.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Вакуумная техника — это оборудование для получения низкого давления воздуха и других газов.

Вакуум - это среда для исследований и технологических процессов, которые затруднительно или невозможно осуществить при атмосферном давлении. Технологические процессы в электронике, металлургии, машиностроении, легкой и пищевой промышленности часто выполняются с использованием вакуумной техники.

Компрессорное оборудование - важная составляющая любого производства, требующего поставки сжатого воздуха или газа. Чаще всего компрессоры применяются для приведения в действие пневматического оборудования и инструментов. Сжатый воздух необходим на микробиологических, фармацевтических, пищевых и табачных производствах, при строительстве, ремонте, буровых работах, для работы и испытания трубопроводных линий, систем теплооборудования, бойлеров и холодильных камер. Компрессоры имеют ряд различий и подразделяются на типы согласно конструктивным особенностям, типу сжатия воздуха и некоторым другим характеристикам. В зависимости от сферы применения, оборудование бывает промышленным и бытовым.

Промышленные компрессоры обладают широким диапазоном мощности, обеспечивают длительную непрерывную работу и способны одновременно приводить в действие до 10 изделий пневмооборудования. Бытовые компрессоры применяются для накачки шин автомобилей, в небольших мастерских, для выполнения строительных и ремонтных работ. Они несколько уступают промышленным в износостойчивости и мощности, хотя, также, имеют свои преимущества.

В 1654г. в Магдебурге О.Герике провел опыты с разреженными газами и разработал конструкцию поршневого вакуумного насоса с водяным уплотнением. В дальнейшем в вакууме были проведены исследования закономерностей различных физико-химических процессов. Изучалось влияние вакуума на живые организмы. Опыты с электрическим разрядом в вакууме привели к открытию рентгеновского излучения /1895/, а затем и электрона /1897/. Теплоизолирующие свойства вакуума помогли создать правильное представление о способах передачи теплоты, что способствовало развитию криогенной техники.

Вторым, и пожалуй самым значительным шагом в истории развития поршневых компрессоров стало создание выдающимся русским механиком И. И. Ползуновым в 1765 году машины для сжатия и перемещения газа. Пока еще одноступенчатой, но уже по всем параметрам промышленной.



В марте 1878 года немец Генрих Кригар из Ганновера первым запатентовал идею винтовых компрессоров. Это был один из самых первых патентов в области компрессоров, но из-за производственных возможностей того времени, они не были разработаны.

В 1932 г. шведский инженер Линсхольм смог реализовать идею винтового компрессора в жизнь. Принцип работы такого компрессора заключался в том, что воздух нагнетали два винта.

Расширение практического применения вакуумной техники сопровождалось развитием методов получения вакуума. За небольшой период времени в начале XX в. были изобретены широко применяемые в настоящее время вакуумные насосы: вращательный /Геде, 1905/, адсорбционный /Д. Дьюар, 1906/, молекулярный /Геде, 1912/, диффузионный /Геде, 1913/. Аналогичные успехи были достигнуты в развитии способов измерения вакуума: ртутный компрессионный манометр /Г. Мак-Леод, 1874/, тепловой /М.Пирани, 1909/, ионизационный /О. Бакли, 1916/.

Основателем российской вакуумной и компрессорной техники является выдающийся учёный-энциклопедист Михаил Васильевич Ломоносов. Первым российским учебником по вакуумной технике по праву считается работа Дмитрия Ивановича Менделеева «Об упругости газов» (1874 г.)

В России вакуумная техника начала развиваться в Санкт-Петербурге. В 1909 году начал работать первый радиозавод. Профессор М.М. Богословский в политехническом институте руководил группой сотрудников, занимавшихся разработкой радиоламп, средств измерения и получения вакуума. Будущий академик С.А. Векшинский /1896-1974/ начал работать в этой группе, а в 1922 году стал главным инженером электровакуумного завода. В 1947 для участия в атомном проекте ему было поручено организовать сначала вакуумную лабораторию, а затем научно-исследовательский институт вакуумной техники в Москве.

До 50-х годов считалось, что давление ниже 10–5 Па получить невозможно. Работа американских ученых Ноттингена/1948/ и Альперта/1952/ по измерению фоновых токов ионизационных манометров позволили расширить диапазон измеряемых давлений на три-четыре порядка в область сверхвысокого вакуума.

Начиная с 60-х годов совершенствуются и разрабатываются новые методы расчета вакуумных систем. Получили распространение численные методы с использованием ЭВМ. Метод статических испытаний при расчете вакуумных систем впервые был использован Девисом /1960/ для расчета

проводимости сложных элементов вакуумных систем. В связи с исследованием космоса много работ было выполнено по динамике разреженных газов в свободном и ограниченном пространствах.

Развитие вакуумной техники продолжается путем повышения эффективности уже существующих устройств и разработки новых способов получения и измерения все более низких давлений.

Компрессорная техника в значительной степени определяет технический уровень, энерговооружённость и эффективность той области, где она применяется.

Одна из наиболее значимых областей применения компрессоров — это холодильная отрасль, использующая практически все известные типы машин объёмного и динамического принципа сжатия. Самым распространённым, до сих пор, остаётся поршневой компрессор, который может работать в широкой области температур и давлений, охватывая диапазон от высокотемпературных значений, при кипении выше  $-10^{\circ}\text{C}$ , до низкотемпературных, при кипении ниже  $-25^{\circ}\text{C}$ .

Традиционная сфера применения — пищевая промышленность, где ими обеспечивается холодопроизводительность до 250 кВт. Там, где требуется более высокая холодопроизводительность, используются винтовые компрессоры, имеющие возможность широкого диапазона регулирования производительности. Применяются на крупных пищевых производствах и холодильных складах. Спиральные компрессоры имеют высокий КПД — до 86%, что делает их сопоставимыми по эффективности с полугерметичными поршневыми компрессорами, при этом количество деталей в них меньше практически в два раза. А учитывая меньшую стоимость при сопоставимой производительности, в сравнения с винтовыми компрессорами, позволяет им конкурировать в области средней холодопроизводительности с этими технологиями, в основном это климатотехника и коммерческий холод.

Компрессоры ротационного типа, с экономической точки зрения, выгодно использовать в автономных системах с малой холодопроизводительностью, до 3 кВт. При этом ротационно-пластинчатые компрессоры практически не уступают поршневым компрессорам по КПД и превосходит их в быстроходности, компактности, уравновешенности, надёжности. Сдвоенные модели ротационных компрессоров позволяют им конкурировать со спиральными компрессорами в сферах их применения, при мощностях свыше 3 кВт.

Ежегодно в мире выпускается около 200 млн. ротационных, 20 млн. спиральных, 650 тыс. поршневых, 122 тыс. винтовых холодильных компрессоров. На привод компрессоров в промышленно развитых странах затрачивается в среднем 20% всей вырабатываемой электроэнергии, а по данным Международного института холода, холодильная техника и системы кондиционирования воздуха потребляют около 17% электроэнергии во всём мире, что делает поиск энергоэффективных решений всё более актуальным.

Современные конструкции компрессоров достаточно консервативны, кардинально не меняются уже достаточно долгое время. Сегодня инженерная мысль в компрессоростроении направлена, в первую очередь, на применение в конструкциях современных материалов, совершенствование систем управления и улучшение энергоэффективности работы.

#### Литература

1. Вакуумная техника. История. Статистика. Образование. Тенденции развития. Под редакцией С.Б. Нестерова. М.: НОВЕЛЛА. 2014-128с.
2. Пронин В.А., Кованов А.В., Цветков В.А. Современное состояние и перспективы развития холодильного компрессирования. Часть 1. Рынок и производство. // Вестник Международной академии холода. 2023 №1. с. 10-22.
3. Мировой рынок компрессоров в 2022 году. // Журнал Сантехника, отопление, кондиционирование. 2022 [Электронный ресурс]: <https://www/c-o-k.ru/marketnews/mirovoy-rynok-kompressorov-v-2022-godu>.
4. Пронин В.А. Тенденции развития компрессорной техники // Научный журнал НИУ ИТМО, Серия «Холодная техника и кондиционирование» 2014. №1. С. 9.
5. Максимов Г.В., Максимов В.А., Егоров А.Г. Тенденции развития и производства компрессорной техники на современном этапе // Вестник Казанского технологического университета 2013. Т.16. №5. С. 176-179.
6. Розанов, Л.Н. Вакуумная техника / Л.Н. Розанов.- М.: Высшая школа, \1990. - 320с
7. Вакуумная техника. Справочник. 3-е изд. перераб. и доп. - Под общ. ред. К.Е. Демихова, Ю.В. Панфилова - М. Машиностроение, 2009.
8. Дж. Уэстон. Техника сверхвысокого вакуума / Уэстон Дж. -М.: Мир, 1988. - 365с.

УДК 621.762 (035.5)

## **Применение металлокерамических материалов во фрикционных муфтах и тормозах современных машин**

Студенты гр. 10904122 Стецик М.В., Щерба Д.А.

Научный руководитель – старший преподаватель Комяк И.М.

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Технический процесс в машиностроении неразрывно связан с увеличением скоростных и нагрузочных режимов работы различных узлов современных машин. В связи с этим для обеспечения их надежности и долговечности большое внимание уделяется разработке высококачественных фрикционных материалов и изделий из них, предназначенных для поглощения кинетической энергии вращающихся масс, передачи крутящего момента от одной детали к другой или осуществляющих остановку движущейся машины.

Работа фрикционных устройств – муфт сцепления, предохранительных муфт, тормозов основана на принципе использования сил трения, в связи с чем материалы для их изготовления должны иметь высокий коэффициент трения (от этого зависит энергоемкость фрикционного устройства).

В связи с этим коэффициент трения фрикционных материалов должен быть не менее 0,2 при работе в условиях сухого трения и не ниже 0,05 – при работе со смазкой.

В настоящее время в промышленности используются различные фрикционные материалы на металлических и неметаллических основах, однако большинство этих материалов не удовлетворяется современным требованиям. Изготовление фрикционных материалов, сочетающих в себе особые механические и технологические, физико-технические свойства, стало возможным только с использованием для их изготовления методов порошковой металлургии.

Металлические порошки являются основным исходным материалом в порошковой металлургии. От их свойств зависят технологические режимы производства заготовок или деталей и готового материала.

Преимущества порошковой металлургии:

➤ возможность получать материалы высокой частоты и однородности;

- возможность получать сложные композиции из металлов и неметаллов;
- контроль всех стадий технологического процесса;
- возможность регулировать размеры зерен;
- отсутствие строчечных включений и сегрегированных частей;
- отсутствие анизотропных свойств получаемых материалов и других дефектов.

Технология изготовления металлокерамических фрикционных материалов состоит из приготовления и смешивания шихты, прессования и спекания.

Исходные порошки после входного контроля и необходимой подготовки смешиваются, полученная шихта поступает на прессование, осуществляемое либо без стальной основы, либо совместно с ней. После производится спекание собранных в пакет изделий под небольшим давлением. После разборки контейнера изделия поступают на контроль и упаковку.

При приготовлении шихты сложного состава металлические порошки смешиваются с неметаллическими: графитом, окислами, карбидами, нитридами и др.

Прессование – наиболее распространенный способ формообразования изделий из порошков. При прессовании порошок подвергается всестороннему сжатию в закрытой пресс-форме за счет давления одного или двух встречно двигающихся пуансонов.

Спекание является необходимой операцией в технологии порошковой металлургии. При спекании уменьшается пористость растет прочность сцепления частиц, что приводит к повышению механических свойств и изменению физико-химических характеристик материала. Спекание производят в восстановительной, нейтральной атмосфере или в вакууме.

В зависимости от условий эксплуатации металлокерамические фрикционные материалы изготавливаются для работы в условиях жидкостного трения и для сухого трения. Работа в условиях жидкостного трения является более легкой, и фрикционные детали в этом случае изготавливаются на медной основе (оловянистая и алюминиевая бронзы). При работе в условиях сухого трения на поверхности трущихся деталей может кратковременно развиваться температура 1100-1200 °С. Поэтому для сухого трения фрикционные детали изготавливают на железной, никелевой и других основах.

Материалы на медной основе имеют коэффициент трения в пределах 0,25-0,35 без смазки и 0,08-0,12 со смазкой, достаточную прочность, хорошую теплопроводность и термостойкость. Они успешно применяются для работы в условиях жидкостного трения в паре с закаленными стальными деталями при давлениях до 4 МПа и скоростях скольжения до 40 м/с при максимальной рабочей температуре 300-350 °С. Из них изготавливают элементы для электромагнитных муфт (диски, сегменты и т.д), гидромеханических передач, муфт сцепления и т.д. Металлокерамические фрикционные материалы на основе алюминиевой бронзы при сопоставимых фрикционных свойствах отличаются от фрикционных материалов на основе оловянистой бронзы в 1,5-2 раза более низкой стоимостью. Несмотря на довольно хорошую характеристику материалы на медной основе имеют свои недостатки:

- низкий коэффициент трения в условиях работы со смазкой при больших скоростях скольжения;
- малая износостойкость при больших нагрузках и скоростях;
- высокая стоимость.

Среди материалов на медной основе наиболее широкое применение имеет фрикционный материал МК-5 и аналогичные, созданные на его основе и близкие к нему по составу и характеристикам.

Изделия из порошковых фрикционных материалов на железной основе предназначены для работы в условиях сухого трения при давлениях до 3 МПа и скоростях скольжения до 60 м/с в паре с чугуном или легированной сталью.

Среди материалов на железной основе наибольшее применение имеет фрикционный материал ФМК-11, который отличается высоким коэффициентом трения (0,25 при 1000-1100° С), менее склонен к прихвату, хорошо и быстро прирабатывается, огнестоек, не выделяет запахов даже при температуре 950-1100°С и имеет относительно низкую стоимость. Применяется для изготовления фрикционных элементов муфт для сухого сцепления и трения, тормозных накладок тракторов самоходных сельхоз машин, автомобилей, дорожных машин, самолетов, экскаваторов и т.д.

Для контроля работающих в паре с металлокерамической, в настоящее время разрабатываются новые металлические материалы, обладающие по сравнению с чугуном повышенной стойкостью к абразивному износу, отсутствием склонности к образованию термических трещин, лучшей

теплопроводностью и низкой ползучестью при повышенной температуре. Работы проводятся с модифицированными железокобальтовыми медными сплавами и различными видами бронз.

#### Литература

1. Заяц, Э.В. Сельскохозяйственные машины: учеб. / Э.В. Заяц. Минск: ИВУ Минфина, 2019. – 260 с.
2. Уборочные машины «Гомсельмаш»: пособие / А.В. Клочков [и др.]; под редакцией А.В. Клочкова. – Минск: РИПО, 2021. – 219 с.
3. Ержов, А.М. Обзор новинок / А.М. Ержов // МОТО МИР. – 2019. - №2
4. Михайлов С.А. Езда по-европейски: современная трансмиссия / С.А. Михайлов // МОТО ЭКСПЕРТ. – 2019. – 17 июня
5. Долгий С.А. Трансмиссии самоходных колесных сельскохозяйственных машин и применяемые в них тормозные механизмы / С.А. Долгий // «Перспективные направления развития машиностроения в области мобильных машин, технологического оборудования и энергетических систем» [Электронный ресурс]: материалы 78-й студенческой научно-технической конференции, 17-18 мая 2022 г. / БНТУ; редкол.: А.А. Калина [и др.]. – Минск: БНТУ, 2022 – с. 71-77.
6. Ильющенко А.Ф. Порошковая металлургия в Беларуси. Вызовы времени: сборник научных трудов / гл. ред. А.Ф. Ильющенко; Государственное научно-производственное объединение порошковой металлургии. – Минск: Беларуская навука, 2017. – 534 с.
7. Волкогон Г.М., Еремеева Ж.В., Ледовский Д.А. Современные процессы порошковой металлургии: учебное пособие / Г.М. Волкогон, Ж.В. Еремеева, Д.А. Ледовской – Москва; Вологда: Инфа-Инженерия, 2020 – 208 с.

УДК 621.3

#### **Программа для расчёта привода**

#### **Program for drive calculation**

Студентка гр. 10606122 Барбарич Е.В.

Научный руководитель – Калина Алла Александровна  
Белорусский национальный технический университет,  
Минск, Республика Беларусь

**Аннотация:** В статье дано описание разработанной программы, предназначенной для кинематического и силового расчётов привода,

состоящего из трёх элементов. Для корректной работы программы необходимо по схеме выбрать назначение элементов. Элементы не должны включать более одного редуктора, одной открытой передачи, одной муфты. Предполагается, что редуктор одноступенчатый, имеет 2 пары подшипников. Значения мощности  $P$  указывается в кВт, частота вращения  $n$  – в  $\text{мин}^{-1}$ . На данном этапе разработки программа позволяет скорректировать некоторые расчетные значения, а затем выполнить перерасчёт.

**Abstract:** the program is intended for kinematic calculation of a drive consisting of three elements. For correct to operate the program, you need to select the purpose of the elements according to the diagram. Items are not must include more than 1 reduction gear, either an open gear or a coupling. It is assumed that the reduction gear has 2 pairs bearings.  $P$  values in kW,  $n$  – in  $\text{min}^{-1}$ . At this stage of development, the program allows you to adjust some calculated values and then perform recalculation.

**Ключевые слова:** кинематический расчет, привод, программа, расчет, редуктор, оптимизация, проектирование.

**Keywords:** kinematic calculation, drive, program, calculation, reduction gear, optimization, design.

В настоящее время обучающиеся могут выполнять кинематический расчета привода в Eхеle. Программ для полного расчета приводов, содержащих различные механические передачи, немного.

Например, швейцарская компания KISSsoft AG является разработчиком программного комплекса KISSsoft. Компания специализируется на создании программного обеспечения для инженеров и конструкторов в различных областях - от проектирования фуникулеров до редукторов для оборудования, трансмиссий гоночных болидов и малогабаритных передач для марсоходов. KISSsoft - это программный комплекс, который предназначен для разработки, анализа и оптимизации параметров различных деталей и сборочных единиц машин (зубчатых колёс, шкивов ремённых передач, звёздочек цепных передач, валов, подшипников, соединительных элементов). Он также способен моделировать приводы в целом. В состав программного комплекса входят три модуля: KISSsoft, KISSsys и GPK.

KISSsoft/KISSsys соответствует современным стандартам (DIN, ISO, AGMA) и является эффективным инструментом для расчета размеров деталей машин, определения прочности компонентов и документирования результатов.



Программное обеспечение KISSsoft обладает возможностью легкого экспортирования рассчитанных трехмерных деталей или систем во многие САД-системы для дальнейшей работы. Используя KISSsoft, можно значительно сократить время, необходимое для расчета и проектирования механизмов, повысить эффективность и качество работ благодаря применению современных методик, соответствующих международным стандартам. Программа KISSsys является дополнительным инструментом для KISSsoft, предназначенным для создания моделей редукторов, трансмиссий, коробок передач и систем привода в целом. Она обеспечивает анализ всех зубчатых колес, валов и подшипников. С помощью KISSsys можно разрабатывать разнообразные кинематические схемы и расширять функционал программы собственными методами расчетов и конструктивными решениями благодаря встроенному языку программирования. Модуль GPK, основанный на KISSsys, предназначен для расчета, анализа и оптимизации типовых моделей промышленных редукторов. Анализ трехмерной компоновки позволяет оперативно выявлять возможные проблемы сборки, такие как интерференция зубьев колес, неправильное размещение элементов на валах и прочее.

Программа DM-Monster 3D явилась результатом деятельности, направленной на облегчение выполнения курсового проекта по предмету «Детали машин» для студентов технических вузов. С помощью программы DM-Monster 3D можно выполнить практически любой курсовой проект или работу, получив при этом полную пояснительную записку в Word и чертежи в AutoCAD или КОМПАС. Использование разнообразного набора инструментов позволяет разрабатывать проекты «с нуля» и оптимизировать уже существующие. Путем изменения материалов передач и параметров редуктора можно наблюдать изменения в геометрии рассчитанного устройства при выводе трехмерной модели в графической среде КОМПАС 3D.

В программе выполняются все необходимые этапы расчета:

предварительная компоновка редуктора или привода. Это наиболее важный этап. От него зависит то, как программа произведёт расстановку сил, действующих на валы, и как будет в последствии выполнена окончательная компоновка; кинематический и силовой расчет привода; расчет передач; предварительный расчет валов редуктора, привода; тепловой расчет (в случае отсутствия необходимости от него можно отказаться); эскизная компоновка (здесь же расчет и настройка конструкций шестерен, колес, звездочек,

шкивов, согласование диаметров валов под муфты, автоматический расчет нагрузок на валах, автоматический расчет эпюр моментов валов); выбор муфт (программа автоматически обчисляет муфты и предлагает к выбору те, которые подходят); подбор и расчет соединений деталей с валами; подбор подшипников и проверка их долговечности; расчет элементов корпуса редуктора; основной расчет валов; выбор смазки.

Существуют и другие масштабные и дорогостоящие программы. Доступ ко многим, в том числе к KISSsoft, ограничен из-за санкций, а DM-monster - платная программа. В связи с этим, было принято решение разработать собственную программу для расчета, оптимизации и проектирования редуктора или привода.

На данном этапе разработки программы возможно выполнять кинематический и силовой расчеты привода, состоящего из двух элементов, один из которых - одноступенчатый редуктор. Можно, произвести полный расчет привода, состоящего, например, из клиноременной передачи и червячного редуктора. В перспективе программа предназначена для кинематического и силового расчёта привода, состоящего из трёх элементов. Для корректной работы программы необходимо по схеме выбрать назначение каждого элемента. Один из элементов привода (редуктор) должен включать одноступенчатую: коническую, цилиндрическую или червячную передачи. Другой элемент привода может включать: клиноременную, плоскоременную или цепную передачи. Третий элемент привода представляет собой соединительную муфту. Предполагается, что редуктор имеет 2 пары подшипников.

В исходные данные проекта необходимо ввести мощность на выходном валу в киловаттах, частоту вращения - в  $\text{мин}^{-1}$ , долговечность элементов привода - в часах.

Программа позволяет скорректировать некоторые значения привода, а именно: КПД, частоту вращения, передаточные отношения, диаметры шкивов, межосевое расстояние и другие. Затем выполнить перерасчёт:

<Меню>: <Кинематический расчёт привода>.

Если требуется произвести новый расчёт с учётом только исходных данных, перед выполнением кинематического расчёта необходимо обнулить расчётные значения: кнопка <очистить результаты расчёта>.

Этапы расчета:

- кинематический расчет привода;
- расчёт клиноременной передачи;

- проектировочный расчёт червячной передачи;
- проверочный расчёт;
- тепловой расчёт.

Меню О программе

**Исходные данные проекта**

$P$ , кВт

$n_3$ , мин<sup>-1</sup>


Долговечность привода, ч

**Элементы привода:**

элемент I

элемент II

элемент III



**О программе**

Данная программа предназначена для кинематического расчёта привода, состоящего из трёх элементов.  
Для корректной работы программы необходимо по схеме выбрать назначение каждого элемента.  
Один из элементов привода должен включать одноступенчатую: коническую или цилиндрическую или червячную передачу.  
Другой из элементов привода должен включать: клиноремennую или плоскоремennую или цепную передачу.  
Третий из элементов привода должен быть муфта.  
Элемент II не должен быть "муфта". Предполагается, что редуктор имеет 2 пары подшипников.  
Значения  $P$  в кВт,  $n$  в мин<sup>-1</sup>.  
Программа позволяет скорректировать некоторые расчётные значения и затем выполнить перерасчёт: Меню --> Кинематический расчёт привода.  
Если требуется произвести новый расчёт с учётом только исходных данных, тогда перед выполнением кинематического расчёта необходимо обнулить расчётные значения: кнопка <очистить результаты расчёта>.

Рис. 1. Пример кинематического расчета – стартовая страница

Меню О программе

**Исходные данные проекта**

$P$ , кВт

$n_3$ , мин<sup>-1</sup>


Долговечность привода, ч

**Элементы привода:**

элемент I

элемент II

элемент III



**Кинематический расчёт привода**

КПД к-рем.п.  0,95...0,97

КПД черв.п.  0,70...0,95

КПД муфты  0,98

КПД пар подшип.  0,99...0,995

КПД привода

$P$  потр.пр.  кВт

$n$  дв. min/max  мин<sup>-1</sup>

$n$  эл.дв. синхр.  мин<sup>-1</sup>

Ук-рем.п.  1...2,5

Учерв.п.  10...80

**Параметры электродвигателя**

Тип эл.дв.-ля

Мощность,  $P_n$   кВт

К-т скольж.,  $s$   %

Тп/Тн

Синхр. ч-та  мин<sup>-1</sup>

Асинхр. ч-та  мин<sup>-1</sup>

**Уточнённые значения передаточных чисел**

Уобщ

Ук-рем.п.

Учерв.п.

**Результаты кинематического расчёта**

**Электродвигатель:** АИР 100S2

№ вала	$n$ , мин <sup>-1</sup>	$P$ , кВт	$T$ , Н*м
дв.	2901	3,2548	10,7147
1	1800	3,0766	16,3231
2	180	2,4489	129,931
3	180	2,4	127,333

Рис. 2. Пример кинематического и силового расчетов – результаты расчёта (общий вид)

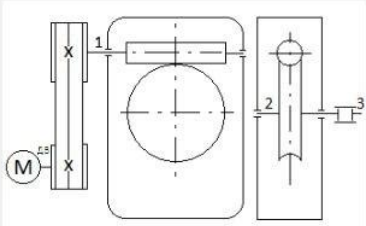
Исходные данные проекта		Кинематический расчёт привода		Уточнённые значения передаточных чисел		
Р, кВт	2,4	КПД к-р.п.	0,95	0,94 ... 0,96	Уобщ	16,11
n3, мин <sup>-1</sup>	180	КПД черв.п.	0,80	0,70 ... 0,90	Укрп	1,611
Долговечность привода, ч	15000	КПД пар подшип.	0,995	0,995	Учп	10
Число пар подшипников	2	КПД муфты	0,98	0,98		
Тип передачи	клиноременная	КПД привода	0,73737		<b>Результаты кинематического расчёта</b>	
Тип редуктора	червячный	Р потр.пр.	3,25480	кВт	<b>Электродвигатель:</b> АИР 100S2	
Количество муфт	1	Укрп	1,66667	1 ... 2,5	<b>№ вала</b> <b>n, мин<sup>-1</sup></b> <b>P, кВт</b> <b>T, Н*м</b>	
		Учп	10	10 ... 80	дв.    2901    3,2548    10,7147	
		n эл.дв. min.	3000,00	мин		
		<b>Параметры электродвигателя</b>				1    1800    3,0766    16,3231
		Тип эл.дв-ля	100S2			2    180    2,4489    129,931
		Мощность, Pн	4	кВт	3    180    2,4    127,333	
		К-т скольж., s	3,3	%		
		Тп/Тн	2			
		Синхр. ч-та	3000	мин <sup>-1</sup>		
		Асинхр. ч-та	2901	мин <sup>-1</sup>		
начать расчёт		продолжить расчёт		расчёт клиноременной передачи		

Рис.3. Пример кинематического и силового расчетов привода (клиноременная передача, червячный редуктор и соединительная муфта)

геометрия передачи		межосевое расстояние и длина ремня		окончание расчёта ремней		
<b>размеры и параметры ремня</b>		143,5	<= a <= 410	допуск. окруж. усилие, [q]	1,23088	МПа
Тип	O(Z)	Принимаем a равное	588	напряжение, б <sub>о</sub>	1,2	МПа
Площадь сечения, А	47 мм <sup>2</sup>	Длина, L (расчётная)	1498,87394	удельное окруж. усилие, q <sub>о</sub>	1,57	МПа
Ширина, b	8,5 мм	Длина, L (стандартная)	1500	<b>уточняющие коэф-ты для вычисления [q]</b>		
Высота, h	6 мм	Уточнённое a	588,56343€	коэффициент, C <sub>о</sub>	0,98	
<b>диаметры шкивов</b>		w	322,01297€	коэффициент, C <sub>в</sub>	1	
Ведущий, d1	80 мм	q	506,25	коэффициент, C <sub>ф</sub>	0,8	
угол профиля канавок	36°	amin	566,06343€	коэффициент, C <sub>р</sub>	1	
Ведомый, d2(расчёт)	128,933 мм	атах	633,56343€	Число ремней, Z(расчёт)	4,62994	
Ведомый, d2(станд.)	125 мм	<b>угол обхвата на малом шкиве</b>		Число ремней, Z(факт.)	5	не более 5
<b>фактическое передаточное число</b>		α1	175,641°	Сила действ. на валы, Fп	563,592	Н
К-т упругого скольж-я	0,01    0,01...0,02	окружная сила, Ft	267,848	Напряж-е в цикле бтах	10,2850	МПа
Уф	1,57828	частота пробега ремня	8	Долговечность ремня, Lh	2053,82	500...5000ч
Отклонение от Укрп	2,07138    не более 4%					
Скорость ремня, v	12,1516 м/с					
назад	продолжить расчёт	далее	расчёт червячного редуктора			

Рис. 4. Пример расчета клиноременной передачи привода

Алгоритм работы программы построен в таком же порядке, в котором он должен выполняться вручную, что облегчает освоение и использование программы студентами без специальной подготовки.

### **Заключение**

Использование разработанной программы может существенно сократить время, требуемое для расчёта привода, состоящего из трёх элементов. Дальнейшие планы предполагают доработку программы до возможности выполнения расчета приводов любых схем в рамках курсового проекта по дисциплине «Детали машин». Внедрение продукта в образовательный процесс позволит облегчить и ускорить выполнение курсового проекта студентами.

### **Литература**

1. Программный комплекс Kisssoft [Электронный ресурс] / - Режим доступа: <https://www.kisssoft.com/ru>. Дата доступа: 02.05.2024
2. Программный комплекс Kisssoft [Электронный ресурс] / - Режим доступа: <https://www.dm-monster.ru/DM-MonsterDrawing> Дата доступа: 02.05.2024