

Математическое описание и оптимизация рабочих характеристик трансмиссии и тормозного управления в задачах оптимального проектирования автомобилей

к.т.н. доц. Ахмедов А.А., д.т.н. проф. Бахмутов С.В.

Университет машиностроения

akhm@mami.ru, 8 (495) 223-05-23, доб. 1587

Аннотация. Представлены обобщенные рабочие характеристики трансмиссии и тормозного управления автомобиля для постановки и решения многокритериальных параметрических задач с регулируемыми конструктивными параметрами. Получены характеристики регулирования конструктивных параметров трансмиссии и тормозного управления легкового автомобиля класса В с учетом микропрофиля дороги.

Ключевые слова: многокритериальная параметрическая оптимизация, автомобильная техника, управляемость и устойчивость, трансмиссия, тормозное управление, микропрофиль дороги.

Разработка проектной технологии создания автомобильной техники с адаптивными регулируемыми системами является актуальной задачей. В [1] представлена методика постановки и решения многокритериальных параметрических оптимизационных задач с регулируемыми параметрами, и на примере легкового автомобиля класса В найдены законы регулирования подвески в различных дорожных условиях. Методика оптимизации предполагает подход к постановке и решению задачи в трех вариантах: методика пошагового решения, методика непрерывного решения и методика комбинированного решения. Методика является развитием двухэтапной проектной технологии решения многокритериальных параметрических задач в области автомобильной техники [1].

На первом этапе постановки задачи реальная конструкция узла заменяется обобщенным описанием, представленным в виде набора рабочих характеристик [2]. В процессе оптимизации выполняется поиск оптимальных параметров рабочих характеристик по заданным критериям качества. Параметры регулируемых рабочих характеристик также представлены в виде полиномов [2].

Рабочие характеристики трансмиссии

Описание крутящего момента $M_{тр}$, подводимого к ведущему колесу, имеет вид:

$$M_{тр} = M_e \cdot \eta_{тр} \cdot i_{тр} \cdot K_G \cdot K_{кин} \cdot K_{отб} \cdot K_{кор} \tag{1}$$

где: M_e – крутящий момент ДВС, $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии, $i_{тр}$ – передаточное число трансмиссии, K_G – коэффициент перераспределения вертикальных реакций автомобиля; $K_{кин}$ – коэффициент кинематического согласования момента, устраняющий циркуляцию мощности; $K_{отб}$ – коэффициент отбора крутящего момента, повышающий проходимость автомобиля; $K_{кор}$ – коэффициент коррекции, учитывающий дорожные условия движения автомобиля.

Известно, что M_e представляет собой функцию частоты вращения коленчатого вала n_e и степени открытия дроссельной заслонки λ , т.е. $M_e = f(n_e, \lambda)$, при этом известна внешняя скоростная характеристика ДВС.

Начальными условиями являются кинематические параметры движения автомобиля: поступательная продольная скорость u :

$$u = \frac{\omega_e \cdot r_d}{i_{тр}} = \frac{2\pi \cdot n_e \cdot r_d}{i_{тр}}, \tag{2}$$

где: ω_e – угловая скорость коленчатого вала ДВС, r_d – динамический радиус колеса,

и линейное продольное ускорение j_x (в случае неравномерного движения):

$$j_x = \frac{du}{dt}, \text{ где } t - \text{ время.}$$

Если задать частоту вращения коленчатого вала n_e , то из выражения (2) определим $i_{тр}$.

Момент, необходимый для обеспечения поступательного движения автомобиля с заданными u и j_x , определяется из выражения:

$$M_{\phi} = \left(G_a \cdot [f_0 \cdot (1 + A \cdot u^2) \cdot \cos \alpha + \sin \alpha] + M_a \cdot j_x \cdot \sigma + c_x \cdot \frac{\rho \cdot F \cdot u^2}{2} \right) \cdot r_d, \quad (3)$$

где: G_a – сила тяжести автомобиля, M_a – масса автомобиля, f_0 – постоянный коэффициент сопротивления качению, A – коэффициент роста скорости, α – угол продольного профиля дороги, σ – коэффициент учета инерции вращающихся масс автомобиля, c_x – коэффициент сопротивления воздуха вдоль оси x , ρ – плотность воздуха, F – площадь мидельного сечения.

Для удобства моделирования неравномерного движения с известными значениями u и j_x , целесообразно задать требуемую продольную силу инерции F_{jx} , приложенную к центру масс автомобиля:

$$F_{jx} = M_a \cdot j_x \cdot \sigma. \quad (4)$$

Требуемый момент коленчатого вала ДВС определяется из выражения:

$$M_e = \frac{M_{\phi}}{i_{тр} \cdot \eta_{тр}} + J_e \cdot \frac{d\omega_e}{dt}, \quad (5)$$

где: J_e – момент инерции вращающихся масс ДВС.

Коэффициент K_G можно записать в виде:

$$K_G = D_{стат} + D_{дин}, \quad (6)$$

где: $D_{стат}$, $D_{дин}$ – коэффициенты, учитывающие соответственно статическое и динамическое перераспределение вертикальных реакций автомобиля.

$D_{стат}$ можно представить в виде функции от вертикального перемещения центра масс z , продольного q_a и бокового p_a кренов кузова автомобиля: $D_{стат} = f(z, q_a, p_a)$ или в виде суммы:

$$D_{стат} = U_z^{стат} + U_q^{стат} + U_p^{стат}, \quad (7)$$

где: $U_z^{стат}$ – коэффициент межколесного перераспределения вертикальных реакций, вызванный вертикальным перемещением центра масс автомобиля (z);

$U_q^{стат}$, $U_p^{стат}$ – коэффициенты соответственно межосевого и межбортового статического перераспределения вертикальных реакций, вызванные продольным (q_a) и боковым (p_a) креном кузова.

С достаточной точностью эти коэффициенты можно представить в виде квадратичных полиномов:

$$\begin{aligned} U_z^{стат} &= A_{z0} + A_{z1} \cdot z + A_{z2} \cdot z^2, \\ U_q^{стат} &= A_{q0} + A_{q1} \cdot q_a + A_{q2} \cdot q_a^2, \\ U_p^{стат} &= A_{p0} + A_{p1} \cdot p_a + A_{p2} \cdot p_a^2. \end{aligned} \quad (8)$$

Коэффициент A_{z0} представляет собой исходное распределение сцепного веса и может

быть определен как $A_{z0} = R_z / G_{\text{сц}}$. A_{z0} определяется бортовым ЭВМ в статическом положении автомобиля или изначально закладывается в конструкцию автомобиля. $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес автомобиля.

A_{q0} и A_{p0} удобно представить равными 0, так как перераспределение крутящего момента при нулевых значениях q_a и p_a в статике учтены с помощью A_{z0} . С целью повышения устойчивости автомобиля желательно не использовать межбортовое статическое перераспределение вертикальных реакций ($U_p^{\text{стат}} = 0$). Требуемое повышение проходимости обеспечивается за счет $K_{\text{отб}}$, описанного далее.

Коэффициенты выражения (8) имеют физический смысл приведенных рабочих характеристик жесткости подвески автомобиля и могут быть найдены расчетным или экспериментальным путем. Значение $D_{\text{стат}}$ определяется бортовой ЭВМ автомобиля до начала движения и далее, в процессе движения, $D_{\text{стат}}$ считается постоянным; коррекция $D_{\text{стат}}$ возможна только на остановке или при равномерном прямолинейном движении.

По аналогии с $D_{\text{стат}}$, $D_{\text{дин}}$ можно представить в виде функции от вертикального j_z , продольного j_x и бокового j_y ускорений центра масс автомобиля $D_{\text{дин}} = f(j_z, j_x, j_y)$ или в виде суммы:

$$D_{\text{дин}} = U_z^{\text{дин}} + U_q^{\text{дин}} + U_p^{\text{дин}}, \quad (9)$$

где: $U_z^{\text{дин}}$ – коэффициент межколесного перераспределения вертикальных реакций, вызванных вертикальным ускорением центра масс автомобиля (j_z);

$U_q^{\text{дин}}$, $U_p^{\text{дин}}$ – коэффициенты соответственно межосевого и межбортового динамического перераспределения вертикальных реакций.

Как и в предыдущем случае, коэффициенты можно представить в виде квадратичных полиномов:

$$\begin{aligned} U_z^{\text{дин}} &= B_{z0} + B_{z1} \cdot j_z + B_{z2} \cdot j_z^2, \\ U_q^{\text{дин}} &= B_{q0} + B_{q1} \cdot j_x + B_{q2} \cdot j_x^2, \\ U_p^{\text{дин}} &= B_{p0} + B_{p1} \cdot j_y + B_{p2} \cdot j_y^2. \end{aligned} \quad (10)$$

По аналогии с (8), в выражении (10) коэффициенты B_{z0} , B_{q0} и B_{p0} удобно представить равными 0, так как статическое перераспределение вертикальных реакций учтено с помощью $D_{\text{стат}}$. Параметр $U_p^{\text{дин}}$ также может быть принят равным нулю с целью повышения устойчивости.

Коэффициенты, входящие в выражение (10), могут быть определены расчетным или экспериментальным образом, за счет нагружения автомобиля силой вдоль оси z , и моментом относительно осей x и y соответственно, приложенным к центру масс. Коэффициенты выражения (10) имеют физический смысл приведенных рабочих характеристик жесткости подвески.

Таким образом, с помощью $D_{\text{стат}}$ и $D_{\text{дин}}$ учитывается перераспределение силы тяжести между ведущими колесами автомобиля.

Кинематическое согласование частот вращения колес при криволинейном движении, устраняющее циркуляцию мощности за счет перераспределения крутящего момента реализуется с помощью $K_{\text{кин}}$.

В таблице 1 представлены выражения для определения $K_{\text{кин}}$ для двухосного автомобиля в зависимости от расположения колес, полученные с помощью [3]. В этой таблице: δ –

угол поворота переднего управляемого колеса соответствующего борта; δ_1, δ_2 – углы увода переднего и заднего колес соответствующего борта; L – колесная база автомобиля; B – колея автомобиля.

Таблица 1

Формула определения коэффициента кинематической коррекции

Положение колеса	Формула
Передняя ось забегающего борта	$\frac{L / [\sin(\delta - \delta_1) + \sin \delta_2]}{L / [\sin(\delta - \delta_1) + \sin \delta_2] + B / 2}$
Передняя ось отстающего борта	$\frac{L / [\sin(\delta - \delta_1) + \sin \delta_2]}{L / [\sin(\delta - \delta_1) + \sin \delta_2] - B / 2}$
Задняя ось забегающего борта	$\frac{L / [tg(\delta - \delta_1) + tg \delta_2]}{L / [tg(\delta - \delta_1) + tg \delta_2] + B / 2}$
задняя ось отстающего борта	$\frac{L / [tg(\delta - \delta_1) + tg \delta_2]}{L / [tg(\delta - \delta_1) + tg \delta_2] - B / 2}$

$K_{отб}$ служит для устранения буксования колес в момент начала движения; используется при низких скоростях движения до 10 км/ч.

$$K_{отб} = D_{МО} \cdot D_{МБ}, \tag{11}$$

где: $D_{МО}$ и $D_{МБ}$ – соответственно межосевое и межбортовое (в пределах одной оси) перераспределение крутящего момента, существенно уменьшающее буксование.

$$D_{МО} = A_{МО0} + A_{МО1} \cdot \Delta_{МО}, \quad D_{МБ} = A_{МБ0} + A_{МБ1} \cdot \Delta_{МБ}, \tag{12}$$

Здесь $\Delta_{МО}, \Delta_{МБ}$ – соответственно межосевая и межбортовая (в пределах одной оси) относительная разница частот вращения; $A_{МОi}$ и $A_{МБi}$ – коэффициенты рабочей характеристики (12). $A_{МО1}$ и $A_{МБ1}$ удобно представить равными 1.

На рисунках 1 и 2 представлены рабочие характеристики $D_{МО}$ и $D_{МБ}$.

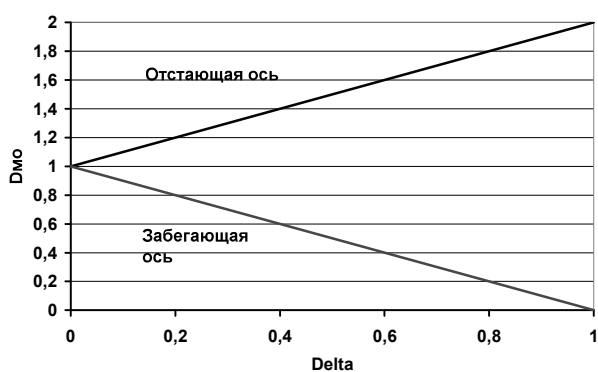


Рисунок 1 – Рабочая характеристика $D_{МО}$ крутящего момента

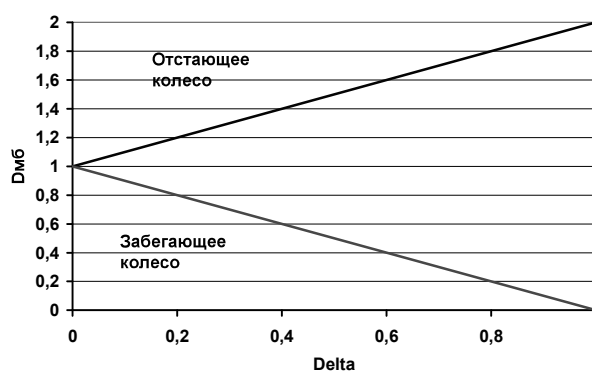


Рисунок 2 – Рабочая характеристика $D_{МБ}$ крутящего момента

$K_{кор}$ можно представить в виде функции от коэффициента продольного проскальзывания S_x и параметра микропрофиля дороги ξ : $K_{кор} = f(S_x, \xi)$ или в виде произведения:

$$K_{кор} = U_S \cdot U_\xi. \tag{13}$$

Ограничение по проскальзыванию колеса U_S с удовлетворительной степенью точности

может быть представлено в виде линейной зависимости:

$$U_S = A_{s0} + A_{s1} S_x, \quad (14)$$

где: S_x – проскальзывание колеса вдоль оси x .

Коэффициенты выражения (14) могут быть найдены расчетным путем при различных значениях S_x . U_S может принимать значения от 0 ($S_x = 1$) до 1 ($S_x = 0$), в связи с чем $A_{s0} = 1$.

Так же, как и U_S , U_ξ может быть представлено в виде в виде линейной зависимости:

$$U_\xi = A_{\xi0} + A_{\xi1} \cdot \xi. \quad (15)$$

Как и в предыдущем случае, коэффициенты выражения (15) могут быть найдены расчетным и экспериментальным путем при различных значениях ξ , а коэффициент $A_{\xi0}$ удобно считать равным 1. В качестве ξ могут выступать дисперсии ординат микропрофиля дороги или вертикального ускорения центра масс автомобиля. U_ξ может принимать значения от 0 (высокочастотное дорожное воздействие) до 1 (ровное дорожное покрытие).

Рабочие характеристики тормозного управления

По аналогии с обобщенным описанием трансмиссии, представим тормозной момент M_τ , подводимый к колесу, в виде:

$$M_\tau = M_{ГТЦ} \cdot K_{G\tau} \cdot K_{кор\tau}. \quad (16)$$

где: $M_{ГТЦ}$ – момент, создаваемый главным тормозным цилиндром;

$K_{G\tau}$ – коэффициент перераспределения вертикальных реакций;

$K_{кор\tau}$ – коэффициент коррекции, учитывающий дополнительные условия движения автомобиля.

Известно, что $M_{ГТЦ}$ пропорционален требуемой силе торможения с заданным замедлением $-j_x$. При известных u и $-j_x$, требуемую продольную силу торможения P_τ , приложенную к центру масс автомобиля, можно задать по аналогии с выражением (4):

$$P_\tau = -F_{jx} = -M_a \cdot j_x \cdot \delta / r_d. \text{ Тогда } M_{ГТЦ} = P_\tau \cdot r_d. \quad (17)$$

В отличие от K_G , $K_{G\tau}$ учитывает перераспределение силы тяжести между всеми колесами автомобиля. В этом случае $A_{z0} = R_z / G_a$.

С целью повышения устойчивости в модели тормозного управления $U_p^{стат} = 0$ и $U_p^{дин} = 0$.

Коэффициент коррекции, учитывающий условия движения автомобиля $K_{кор\tau}$, является аналогом $K_{кор}$ и определяется согласно вышеизложенной методике. В отличие от $K_{кор}$, $K_{кор\tau}$ учитывает перераспределение силы тяжести и условия качения всех колес автомобиля.

Для легкового автомобиля класса В, исходное математическое описание которого представлено в [2], согласно методике, изложенной в [1], получены рабочие характеристики трансмиссии и тормозного управления $U_z^{стат}$, $U_q^{стат}$, $U_p^{стат}$, $U_z^{дин}$, $U_q^{дин}$, $U_p^{дин}$, U_S и U_ξ представлены на рисунках с 3 по 6. Ввиду того, что расчеты выполнены для автомобиля с постоянным полным приводом, характеристики трансмиссии и тормозного управления, связанные с перераспределением вертикальных реакций, совпали. Характеристики имеют линейный вид, что объясняется наличием исходных данных в виде линейных зависимостей. При этом удовлетворительная точность решения задачи сохранена.

При постановке задачи оптимизации в качестве параметров выступали коэффициенты,

входящие в выражения (8), (10), (13), (14). В качестве критериев выступали 20 критериев управляемости и устойчивости и один критерий плавности хода [1]. Оптимизационные расчеты были реализованы согласно методике пошагового решения [1].

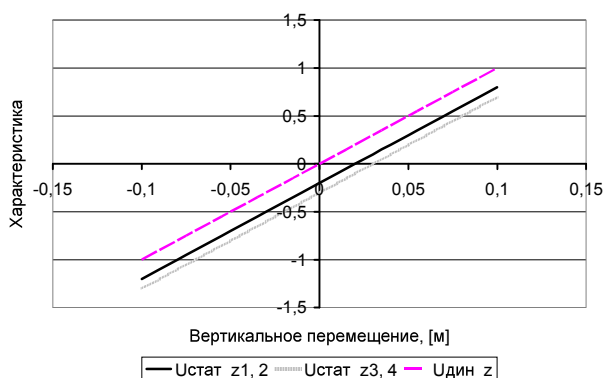


Рисунок 3 – Рабочие характеристики крутящего и тормозного момента $U_z^{стат}$, $U_z^{дин}$

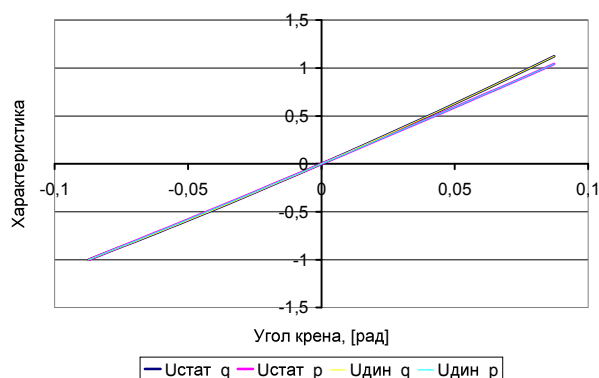


Рисунок 4 – Рабочие характеристики крутящего и тормозного момента $U_q^{стат}$, $U_p^{стат}$, $U_q^{дин}$, $U_p^{дин}$

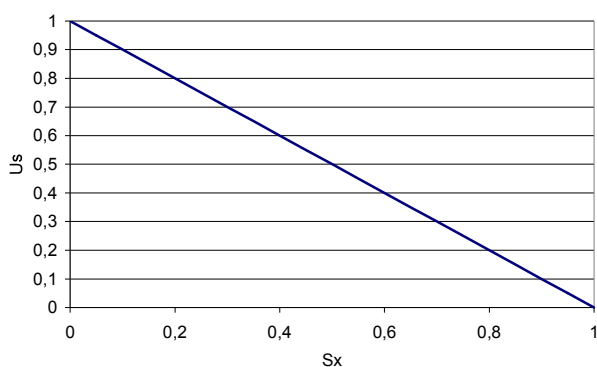


Рисунок 5 – Рабочие характеристики крутящего и тормозного момента U_S

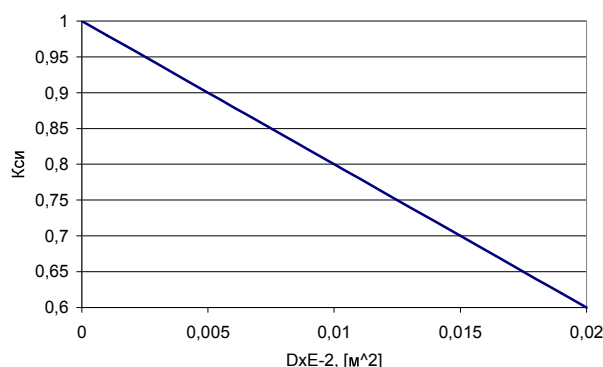


Рисунок 6 – Рабочие характеристики крутящего и тормозного момента U_ξ

Выводы

- Предложенные варианты реализации математического описания трансмиссии и тормозного управления не требуют дополнительных электронных систем, исключая блокировку и полное проскальзывание колес, за счет оптимального (по заданным критериям качества) распределения тяговых и тормозных моментов на колесах с учетом условий движения автомобиля. Данный вывод не относится к системам динамической стабилизации.
- В общем случае рабочие характеристики трансмиссии и тормозного управления автомобиля могут быть представлены в виде квадратичных полиномов. В некоторых случаях, с учетом исходных параметров, возможно использование линейных зависимостей при сохранении точности решения.
- С ухудшением дорожных условий желательно уменьшение величины подводимого крутящего момента (до 60% от исходного значения) в целях обеспечения требуемых характеристик устойчивости и управляемости.

Литература

1. Бахмутов С.В., Ахмедов А.А., Орлов А.Б. Методика оптимизации законов регулирования подвески автомобиля с учетом условий эксплуатации. // Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. М., МГТУ «МАМИ», 2012, № 1 (13), с. 16-23.
2. Бахмутов С.В., Ахмедов А.А., Карунин А.Л. Совершенствование характеристик управляемости и устойчивости легкового автомобиля в условиях случайного микропрофиля дороги. // «Современные тенденции развития автомобилестроения в России» (сборник тру-

дов). Тольятти. 26-28 мая 2004. Т. 2, стр. 70–76.

3. Кравец В.Н., Селифонов В.В. Теория автомобиля. Учебник для вузов. М., «Гринлайт+». 2011. 884 с.

Стенд для испытаний ременных передач на тяговую способность и коэффициент полезного действия

к.т.н. проф. Баловнев Н.П., Дмитриева Л.А., Семин И.Н.
Университет машиностроения
(495) 223-05-23, доб. 1500, dm@mami.ru

Аннотация. Описываются экспериментальный стенд для исследований тяговой способности и коэффициента полезного действия ременных передач с различными способами натяжения ремня.

Ключевые слова: ременная передача, способ натяжения, тяговая способность, коэффициент полезного действия

Тяговая способность ременных передач зависит от многих факторов, в том числе от способа натяжения ремня [1, 2]. Поэтому для сравнительных испытаний клиноременных передач с различными способами натяжения ремня был разработан, смонтирован и отлажен универсальный экспериментальный стенд, позволяющий вести испытания передач, выполненных по схемам, показанным на рисунке 1. Основой послужил стенд, описанный в работе [3], претерпевший, однако, существенную модернизацию.

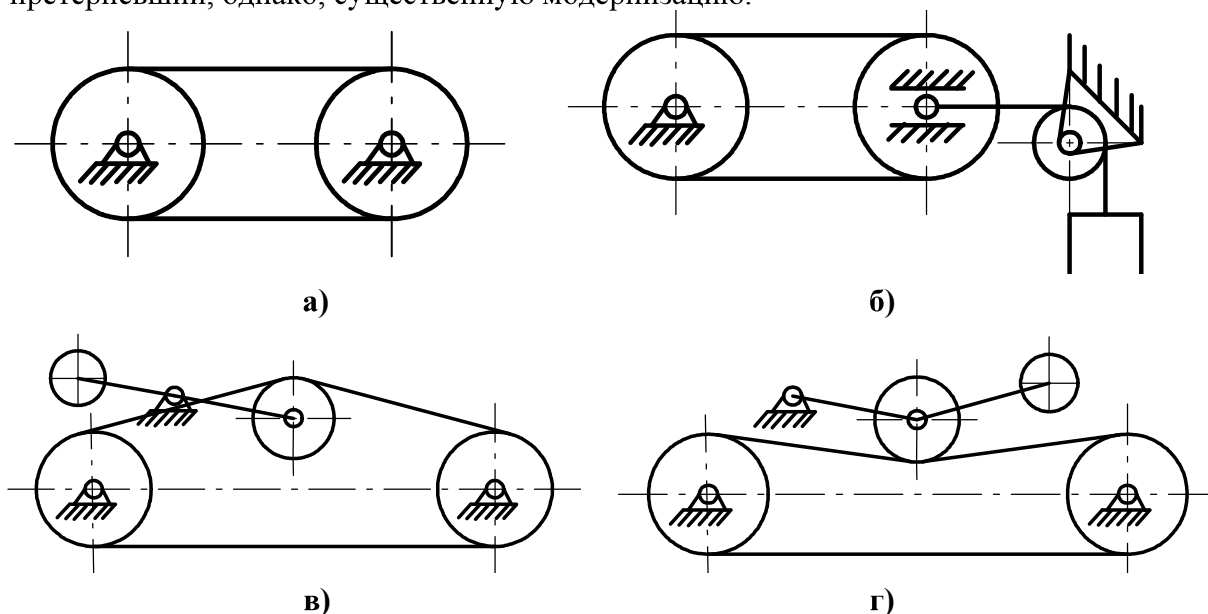


Рисунок 1 – Схемы передач с различными способами натяжения ремня: а - с натяжением ремня за счет его упругости (передача с закрепленными валами); б - с автоматическим натяжением ремня с помощью груза и подвижного вала (передача с подвижным валом); в - с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным на ведомой ветви ремня внутри контура ремня; г - с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным на ведомой ветви ремня вне контура ремня

Целью создания универсального стенда и последующих сравнительных экспериментальных исследований явилась необходимость установления рациональных норм натяжений ремней в передачах с различными способами натяжения (рисунок 1). При этом передачу с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным на ведомой ветви ремня было необходимо исследовать в двух вариантах: ролик внутри контура ремня (рисунок 1в) и ролик вне контура ремня (рисунок 1г.). Углы обхвата шкивов в этих передачах могут отличаться весьма значительно, следовательно, различной будет и их тяговая способность.