

Лекция № 9

Фрикционные передачи и вариаторы.

Принцип работы. Общие сведения. Область применения. Геометрическое и упругое скольжение, буксование, кинематические и силовые зависимости. КПД. Расчет передач на прочность. Бесступенчатые передачи-вариаторы. Конструктивные схемы вариаторов.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Это передачи непосредственного контакта, в которых движение от ведущего звена к ведомому передается силами трения (рис. 9.1).

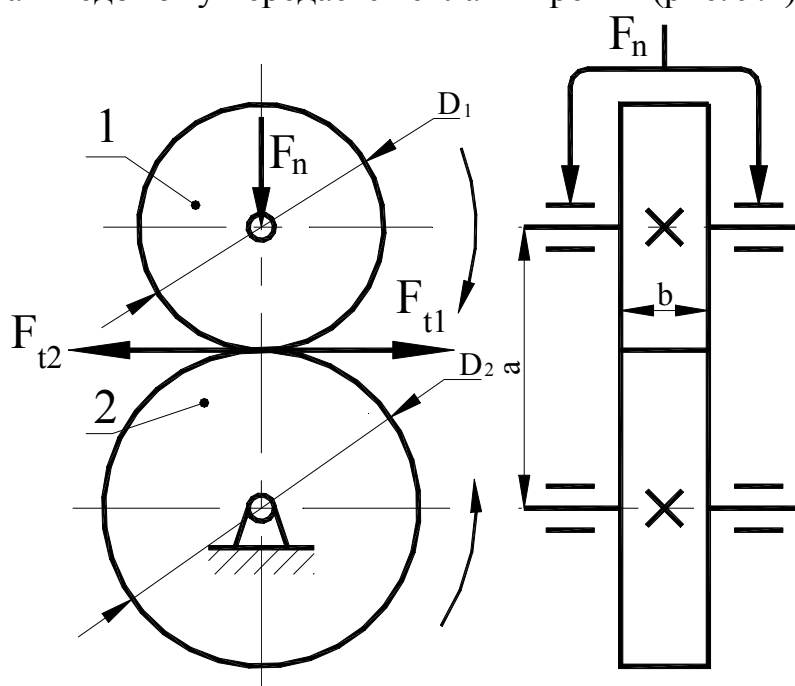


Рис. 9.1. Фрикционная передача

1 – ведущий каток; 2 – ведомый каток; F_n – сила прижатия катков; F_t – окружная сила: $F_t = \frac{2T_1}{d_1} \approx \frac{2T_2}{d_2}$.

Условие работоспособности передачи: $F_{тр} > F_t$,
(9.1)

где $F_{тр}$ – сила трения между катками.

На практике $F_{тр} = kF_t$,

где k – коэффициент запаса сцепления (вводится для предупреждения буксования). Для силовых передач $k = 1.25 - 2$.

Как известно, $F_{тр} = fF_n$, где f – коэффициент трения. Из формулы (9.2)

$$F_n = k \frac{F_t}{f}.$$

Для стальных или чугунных катков, работающих в масляной ванне, $f = 0.04-0.05$; работающих всухую, $f = 0.15-0.2$. Для передач с одним неметаллическим катком $f = 0.2-0.3$. Из (8.2) видно, что для передачи

окружной силы F_t катки необходимо сжимать с силой F_n , во много раз большей F_t .

Большие силы прижатия катков создают значительные радиальные нагрузки на опоры валов и вызывают появление больших контактных напряжений на рабочих поверхностях катков, что делает фрикционные передачи громоздкими, а их нагрузочную способность сравнительно невысокой.

КЛАССИФИКАЦИЯ

1. В зависимости от назначения:
 - а) с регулируемым передаточным отношением;
 - б) с плавным, бесступенчатым регулированием передаточного отношения (вариаторы).
2. В зависимости от взаимного расположения осей:
 - а) цилиндрические (при параллельных осях);
 - б) конические (при пересекающихся осях);
 - в) лобовые (при перекрещивающихся осях).
3. В зависимости от условий работы:
 - а) открытые (работают без смазки);
 - б) закрытые (работают в масляной ванне).

Достоинства:

- 1) простота конструкции и эксплуатации;
- 2) возможность бесступенчатого регулирования скорости без остановки передачи;
- 3) низкий уровень шума;
- 4) невозможность разрушения при перегрузке, и поэтому возможность использования как предохранительного звена в приводах.

Недостатки:

- 1) большой износ рабочих поверхностей при буксовании;
- 2) большие нагрузки на опоры от прижимной силы;
- 3) непостоянство передаточного отношения из-за проскальзывания;
- 4) ограничение передаваемой мощности (≤ 20 кВт);
- 5) необходимость регулирования силы прижатия катков;
- 6) низкий КПД.

Применение:

В передачах мощностью до 10 кВт, в редких случаях до 30 кВт при окружной скорости $v \leq 25$ м/с. Наиболее часто применяются фрикционные вариаторы (приборо- и станкостроение, химическая, текстильная, бумажная промышленность и др.).

Фрикционные передачи с относительно постоянным передаточным отношением применяют сравнительно редко. Их область ограничивается преимущественно кинематическими цепями приборов.

Фрикционные вариаторы применяют как в кинематических, так и силовых передачах в тех случаях, когда требуется бесступенчатое регулирование скорости (зубчатая передача не позволяет такого

регулирования). Фрикционные вариаторы нашли применение в станкостроении, в сварочных и литейных машинах, машинах текстильной, химической и бумажной промышленности, различных отраслях приборостроения.

Значение фрикционных вариаторов как бесступенчатых регуляторов скорости возрастает в связи с широким фронтом работ по автоматизации управления производством.

В многоступенчатых приводах фрикционные вариаторы целесообразно ставить на быстроходной ступени, как менее нагруженной.

КИНЕМАТИКА ПЕРЕДАЧИ

У фрикционных передач, как у передач трением, окружные скорости рабочих поверхностей вследствие проскальзывания сопряженных катков не равны. В результате при работе фрикционных передач ведомый каток отстает от ведущего и точное значение передаточного числа определяется по формуле

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}, \quad (9.4)$$

где ε – коэффициент скольжения (для металлических катков $\varepsilon = 0.01 - 0.03$), большие значения относятся к передачам, работающим всухую; для текстолитового катка $\varepsilon \approx 0.1$).

Скольжение является причиной износа, уменьшения КПД и непостоянства передаточного отношения. Различают три вида скольжения: буксование, упругое скольжение, геометрическое скольжение.

Буксование наступает при перегрузках, в результате чего ведомый каток останавливается, а ведущий скользит по нему, вызывая быстрый износ поверхностей.

Упругое скольжение связано с упругими деформациями разных знаков в зоне контакта. Без нагрузки (рис. 8.2а) окружные скорости на ведущем и ведомом катках равны: $v_1 = v_2$. Под нагрузкой (рис. 8.2 б) контакт осуществляется по площадке, на которой окружные скорости ведущего и ведомого катков не равны из-за упругих деформаций растяжения (+) и сжатия (-).

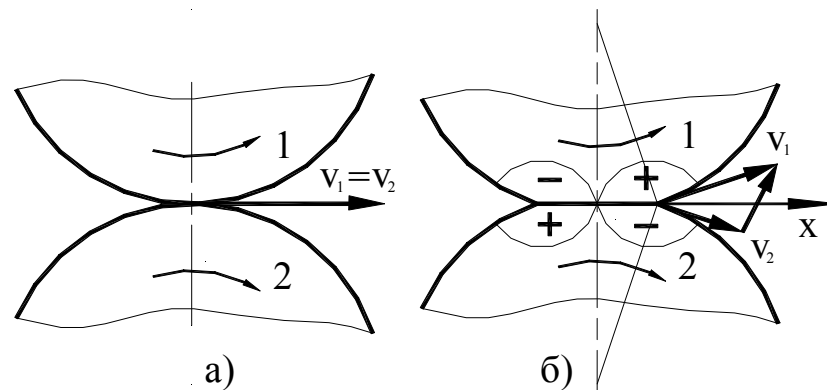


Рис. 9.2. Упругое скольжение в передаче

Геометрическое скольжение связано с неравенством скоростей на площадке контакта, обусловленным формой ведущего и ведомого катков (рис. 8.3); для ведущего катка $v_1 = v_2$, для ведомого – $v_1 < v_2$.

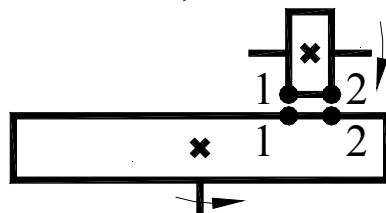


Рис. 9.3. Геометрическое скольжение

Наличие упругого скольжения и некоторая его зависимость от колебаний нагрузки и условий работы передачи вынуждают называть передаточное число фрикционной передачи условно постоянным. Для практических расчетов силовых фрикционных передач используются приближенные значения передаточного числа $u \approx D_2/D_1$.

Для одной пары катков силовых передач $u \leq 7$, для передач приборов может быть $u > 7$.

МАТЕРИАЛЫ КАТКОВ

Материалы катков должны иметь высокие коэффициенты трения, модули упругости, быть износостойкими и влагонепоглощающими.

Обычно один из катков изготавливают из качественных сталей (40, 50, ШХ15), а другой – из серого чугуна, фибры, текстолита или других пластмасс.

При разных материалах тел качения ведущий каток делают из менее прочного материала во избежание образования задиров и лысок в случае буксования передачи.

Применяют следующие сочетания материалов:

- закаленная сталь по закаленной стали – применяют в быстроходных закрытых силовых передачах (40ХН, 18ХГТ, ШХ15 и др.);
- текстолит, гетинакс или фибра по стали или серому чугуну – применяют в слабонагруженных открытых передачах;
- сталь по чугуну.

В тихоходных и малонагруженных передачах один из катков футеруют резиной или кожей. Передачи с металлическими рабочими поверхностями катков могут работать в масле или всухую, а с неметаллическими – только всухую.

Коэффициент полезного действия фрикционных передач в основном определяется потерями в результате относительного скольжения катков и потерями в опорах валов. Экспериментально установлено, что для закрытых передач КПД $\eta = 0.92 - 0.98$, для открытых $\eta = 0.8 - 0.92$.

ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ КАТКОВ

Усталостное контактное выкрашивание (питтинг). Встречается в закрытых передачах, работающих при обильной смазке и защищенных от попадания абразивных частиц. Прижимная сила F_T вызывает в месте соприкосновения катков высокие контактные напряжения, которые при работе меняются циклически вследствие перемещения места контакта по ободу. Циклическое действие контактных напряжений способствует развитию усталостных микротрещин на рабочих поверхностях. При движении с трением в поверхностном слое катка образуются наклонные микротрещины в результате пластического течения металла. Силы трения сдвигают металл, а масло под высоким давлением заполняет раскрытые трещины. При закрытии трещин давление масла возрастает и частицы металла выкалываются. На рабочей поверхности катка появляются мелкие раковины. Подробно этот вид разрушения рассмотрен в п.1.9. Для предотвращения усталостного выкрашивания производят расчет на контактную прочность. Повышение твердости поверхностей катков обеспечивает более высокие допустимые контактные напряжения.

Задир. Возникает в быстроходных сильно нагруженных передачах при разрыве масляной пленки на рабочей поверхности катков. В месте касания катков развивается высокая температура, масляный слой разрывается, и катки непосредственно соприкасаются друг с другом. В результате происходит привар частиц металла с последующим отрывом от одной из поверхностей катков. Приварившиеся частицы задирают рабочие поверхности в направлении скольжения. Для предотвращения задира применяют противозадирные масла.

Износ. Повышенный износ имеют открытые передачи вследствие упругого скольжения и пробуксовывания.

Все виды разрушения рабочих поверхностей катков зависят от величины контактных напряжений σ_H .

РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ НА ПРОЧНОСТЬ ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КАТКОВ

Критерием работоспособности фрикционных передач является износостойкость рабочих поверхностей тел качения, которая определяется по контактными напряжениям по формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{np}}{2\pi(1-\mu^2)\rho_{np}}} \leq [\sigma_H].$$

Для катков, изготовленных из материалов, подчиняющихся закону Гука (металлы и текстолит), с коэффициентом Пуассона $\mu \approx 0.3$ формула Герца приобретает следующий вид для проверочного расчета:

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}}} \leq [\sigma_H], \quad (9.5)$$

где $q = F_n/b$ – номинальная нагрузка на единицу длины контактной линии; b – ширина катков; $E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ – приведенный модуль упругости материалов катков, E_1 и E_2 – модули упругости материалов катков; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение для менее прочного материала катков; $\rho_{np} = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ – приведенный радиус кривизны катков, ρ_1 и ρ_2 – радиусы кривизны катков.

Формула для проектного расчета передач имеет вид

$$a = (u + 1) \sqrt[3]{\frac{E_{np} K T_1}{\rho_{np} f \cdot \psi_{ba} u}}, \quad (9.6)$$

где a – межосевое расстояние; T_1 – вращающий момент; u – передаточное число передачи; ψ_{ba} – коэффициент ширины катка по межосевому расстоянию (0.2 - 0.4); $\psi_{ba} = b_2/a$, b_2 – ширина ведомого катка; f – коэффициент трения; K – коэффициент запаса сцепления.

Определив межосевое расстояние, определяем размеры катков по формулам

$$D_1 = 2a(u + 1), \quad D_2 = D_1 u,$$

причем должно соблюдаться условие $b \ll D_1$, а ширину обода малого катка принимают 2 - 5 мм больше расчетной, так как возможно осевое смещение катков из-за неточностей изготовления и сборки.

Допускаемые контактные напряжения устанавливают в зависимости от материалов катков, твердости НВ рабочих поверхностей или предела прочности при изгибе $\sigma_{из}$ и условий работы передачи. Ориентировочно для стальных катков, работающих всухую, $[\sigma_H] = (1.2 - 1.5) \text{ НВ}$, МПа;

для стальных катков, работающих в масляной ванне,

$[\sigma_H] = (2.4 - 2.8) \text{ НВ}$, МПа;

для чугунных катков $[\sigma_H] \approx 1.5 \sigma_{из}$;

для текстолитовых катков $[\sigma_H] = (80 - 100) \text{ МПа}$.

Расчет неметаллических катков, материал которых не подчиняется закону Гука, ведут по нагрузке q на единицу длины контактной линии:

$$q = F_n/b_2 = [q],$$

где F_n – сила прижатия катков; b_2 – ширина ведомого катка; $[q]$ – допускаемая удельная нагрузка (для пластмасс ориентировочно $[q] = 40 - 80$ МПа, для дерева $[q] = 2.5 - 5$ МПа, для резины $[q] = 10 - 30$ МПа, для кожи $[q] = 15 - 25$ МПа).

Формула проектного расчета передач с неметаллическими катками

$$a = \sqrt[3]{\frac{k T_1 (u + 1)}{[q] f \cdot \psi_{ba}}}.$$

БЕССТУПЕНЧАТЫЕ ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ – ВАРИАТОРЫ

Вариатором, или бесступенчатой передачей, называется механизм для плавного (бесступенчатого) изменения на ходу угловой скорости ведомого вала при постоянной угловой скорости ведущего.

Бесступенчатое регулирование скорости способствует повышению производительности работы машины вследствие возможности выбора оптимального процесса, оно благоприятно для автоматизации и управления на ходу.

Главной характеристикой вариатора является диапазон регулирования, равный отношению максимальной угловой скорости ведомого вала $\omega_{2\max}$ к его минимальной угловой скорости $\omega_{2\min}$ или отношению передаточных чисел i_{\max} к i_{\min} , или отношению радиусов R_{\max} к R_{\min} .

$$D = \omega_{2\max}/\omega_{2\min} = i_{\max}/i_{\min} = R_{\max}/R_{\min}.$$

Практически для одноступенчатых вариаторов $D \approx 3 - 8$.

Вариаторы подбирают по каталогам или справочникам в зависимости от передаваемого момента, диапазона регулирования и угловой скорости ведущего вала.

В зависимости от формы тела качения вариаторы бывают лобовые (рис. 8.4), с раздвижными конусами (рис. 8.5а), торовые (рис. 8.5б), дисковые (рис. 8.6), конусные (рис. 8.7а-в), шаровые (рис. 8.7г) и др.

Рассмотрим наиболее часто применяемые в промышленности вариаторы.

Лобовые вариаторы (рис. 8.5). Применяются в винтовых прессах и приборах. Бесступенчатое изменение угловой скорости ведомого вала достигается передвижением малого катка вдоль вала, т.е. изменением радиуса R_2 . Допускают реверсирование вращения. Имеют интенсивный износ рабочих поверхностей катков и пониженный КПД вследствие разности скоростей на площадке контакта. Так как $R_1 = \text{const}$, диапазон регулирования лобового вариатора

$$D = R_{2\max}/R_{2\min}.$$

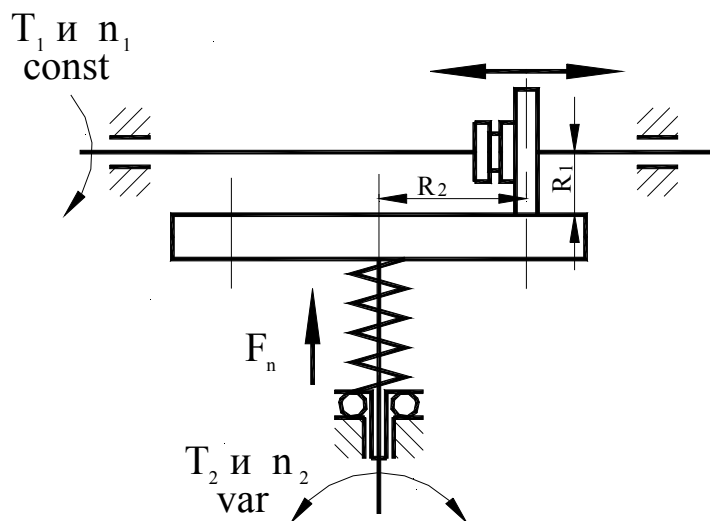


Рис. 9.4. Лобовой вариатор

Достоинства:

- 1) простота конструкции;
- 2) возможность реверсирования вращения.

Недостатки:

- 1) быстрый износ рабочих поверхностей катков из-за разности скоростей на площадке контакта;
- 2) пониженный КПД (0.75-0.8).

Вариаторы с раздвижными конусами 1 и 2 имеют наибольшее применение в машиностроении (рис. 8.5а). Промежуточным элементом в тихоходных вариаторах является клиновое ремёнь 3 или специальная цепь, в быстроходных – стальное кольцо. Плавное изменение угловых скоростей ведомого вала достигается одновременным раздвижением одной пары конусов и сближением другой пары конусов, т.е. изменением расчетных радиусов контакта R_1 и R_2 .

Передаточное число вариатора:

$$U_{\max} \approx R_{2\max}/R_{1\min};$$
$$U_{\min} \approx R_{2\min}/R_{1\max};$$
$$Д = \frac{R_{1\max} R_{2\max}}{R_{1\min} R_{2\min}}. Д \leq 5.$$

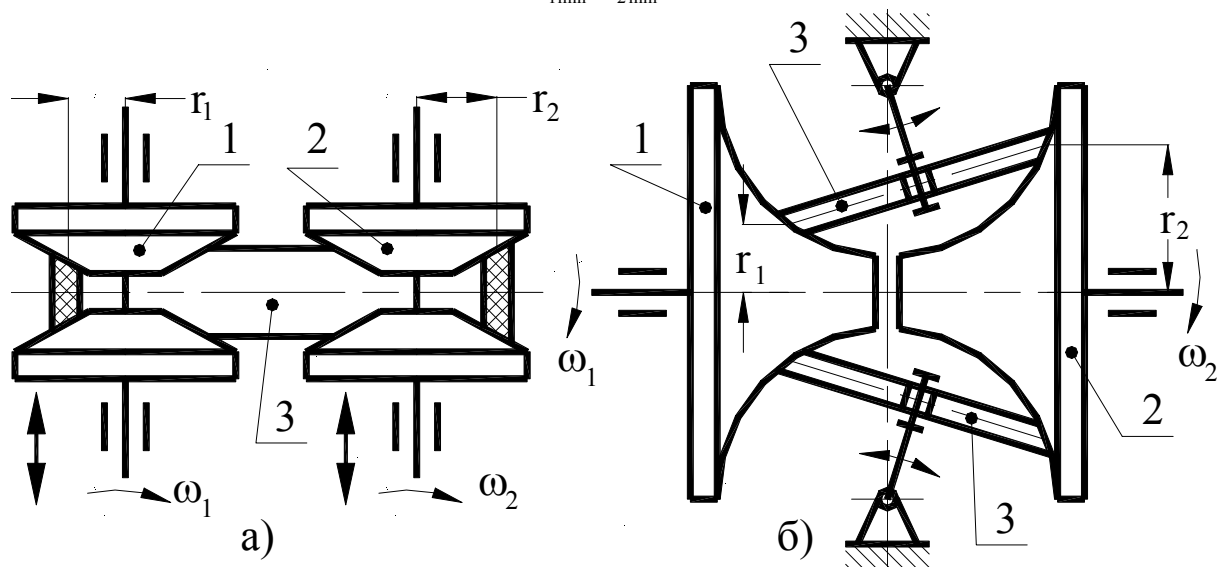


Рис. 9.5. Вариаторы

Достоинство

большая передаваемая мощность (до 30 кВт).

Недостатки:

- 1) низкая долговечность ремня;
- 2) большие габариты.

Торовые вариаторы (см. рис. 8.5б) могут работать всухую и в масляной ванне, являясь одними из наиболее совершенных. Вариатор системы ЦНИИТМАШ (конструкция В.А. Светозарова) состоит из двух соосных катков 1 и 2 с тороидальной рабочей поверхностью, между

которыми зажаты два промежуточных ролика 3 и 4, наклон которых может одновременно изменяться, за счет чего достигается изменение передаточного отношения. Диапазон регулирования $D = R_{2max}/R_{2min}$. $D \leq 6$. $\eta = 0.9-0.95$.

Достоинства:

- 1) компактность;
- 2) большой диапазон регулирования.

Недостатки:

- 1) сложность конструкции;
- 2) высокая точность изготовления и монтажа.

Дисковые вариаторы. Движение передается за счет сил трения между пакетами ведущих 1 и ведомых 2 дисков (см. рис. 8.6). Изменение угловой скорости ведомого вала достигается перемещением ведущего в направлении стрелок, в результате чего изменяется радиус контакта R_2 , при этом $R_1 = const$. Работает в масляной ванне, что уменьшает износ и улучшает отвод тепла.

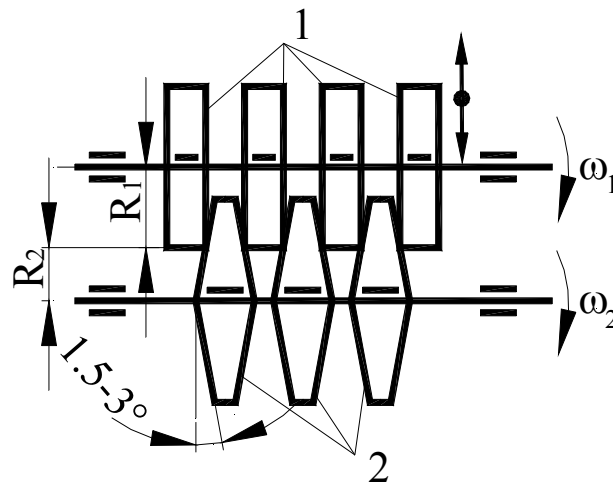


Рис. 9.6. Дисковый вариатор

$$D = \frac{\omega_{2max}}{\omega_{2min}} = \frac{r_{2max}}{r_{2min}}; D \leq 5. \eta = 0.8-0.9.$$

Достоинства:

- 1) большая передаваемая мощность (P до 100 кВт);
- 2) малый износ дисков из-за низкого контактного давления, связанного с их большим числом.

Недостаток

сложность изготовления.

Расчет фрикционных пар вариаторов выполняется подобно расчету фрикционных передач с постоянным передаточным отношением.

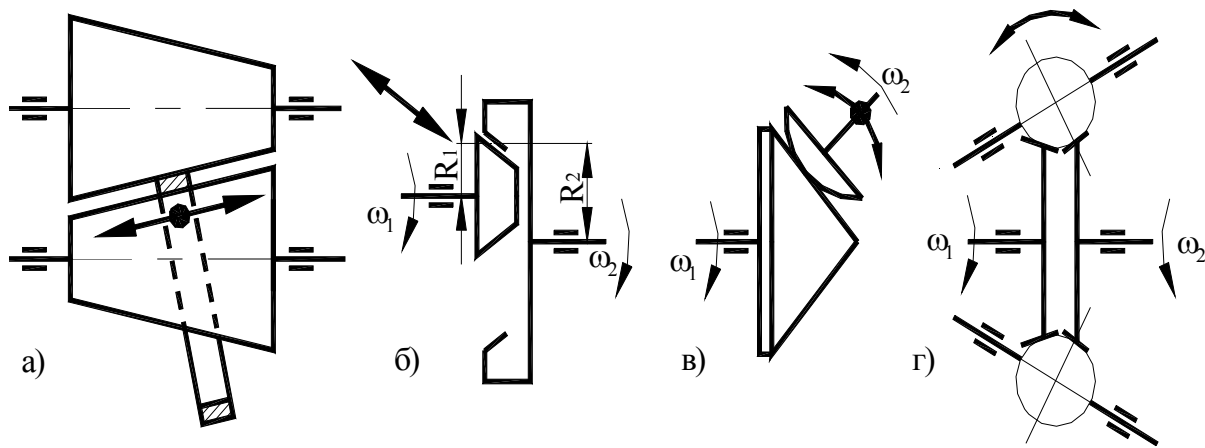


Рис. 9.7. Схемы вариаторов