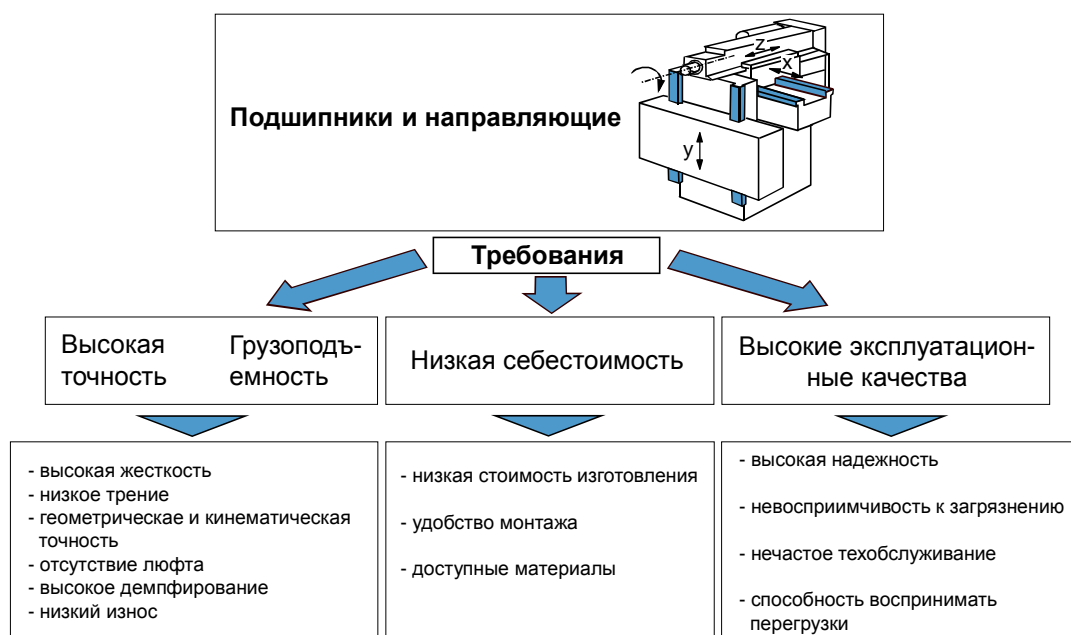


## **Лекция №5**

# **Металлорежущие станки**

Гидродинамические подшипники и направляющие скольжения, гидростатические и аэростатические подшипники, электромагнитные подшипники

- 1 Введение**
- 2 Гидродинамические подшипники и направляющие скольжения**
- 3 Гидростатические подшипники и направляющие скольжения**
- 4 Аэростатические подшипники скольжения**
- 5 Электромагнитные подшипники**
- 6 Заключение**



**Рис. 5-1: Требования к подшипникам и направляющим**

Направляющие для перемещения ползунков, суппортов и рабочих столов, а также подшипниковые опоры шпиндельных узлов, ходовых винтов и поворотных столов являются важнейшими компонентам металлорежущих станков. Основными требованиями к станкам являются высокая точность и производительность в течение длительного времени при низких производственных и эксплуатационных затратах. Для выполнения этих требований направляющие и подшипники должны иметь следующие характеристики:

- малый коэффициент трения и отсутствия «stick-slip»-эффекта для достижения точности позиционирования при низких значениях усилий подачи;
- низкий износ для достижения сохранности точности в течение длительного времени;
- высокая жесткость и отсутствие люфтов для достижения минимального смещения компонентов под действием нагрузок;
- достаточное демпфирование в направлениях восприятия нагрузок, а также в направлении движения для предотвращения эффекта перерегулирования контуров управления движениями подачи, а также для снижения риска возникновения автоколебаний при резании (Рис. 5-1).

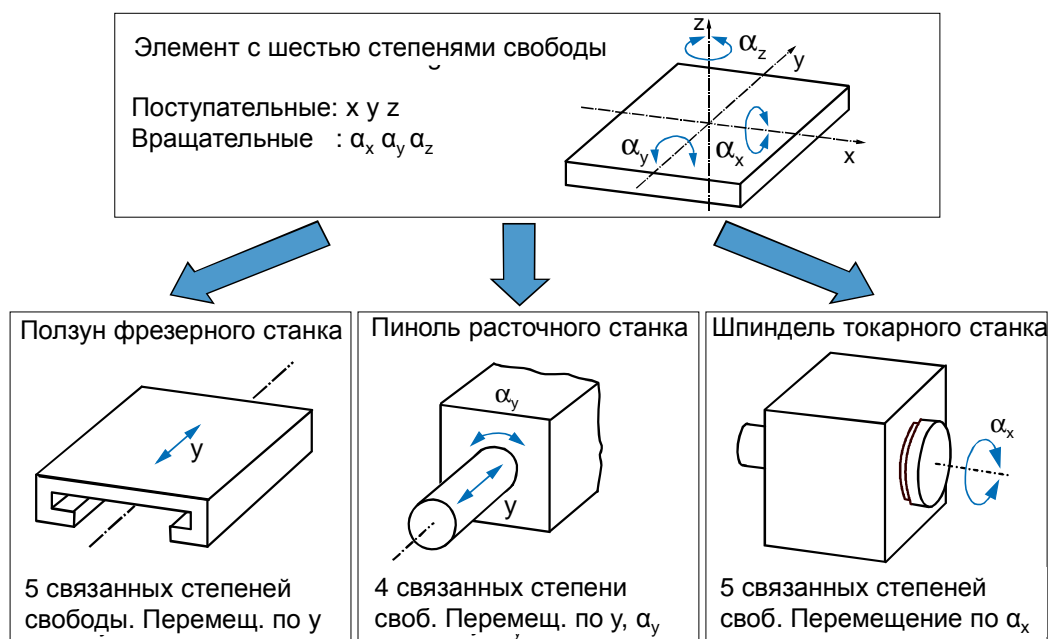


Рис. 5-2: Степени свободы перемещаемых компонентов станков

Для реализации заданной формы перемещения компонента станка минимум на четыре, а обычно на пять из шести возможных степеней свободы (три поступательные, три вращательные) накладываются жесткие связи (Рис. 5-2). Например, поступательно перемещаемый ползун имеет только одну степень свободы, а пиноль фрезерно-расточного станка – две: одну поступательную и одну вращательную. Для сравнения, рабочий шпиндель токарного станка имеет только одну вращательную степень свободы. Исходя из имеющихся степеней свободы виды движения компонентов станков подразделяются на прямолинейные и вращательные. Далее, различают направляющие и подшипники, обеспечивающие перемещение компонентов под рабочей нагрузкой, и опоры и направляющие холостого хода для предварительного позиционирования. Последние в процессе обработки механически фиксируются. В современной практике, однако, направляющие и опоры совмещают обе функции, т.е. обеспечивают заданное движение обработки и движения позиционирования с последующей фиксацией. К направляющим, вдоль которых совершаются рабочие перемещения, предъявляют более строгие требования к износостойкости, а также к эффективности смазочной системы.

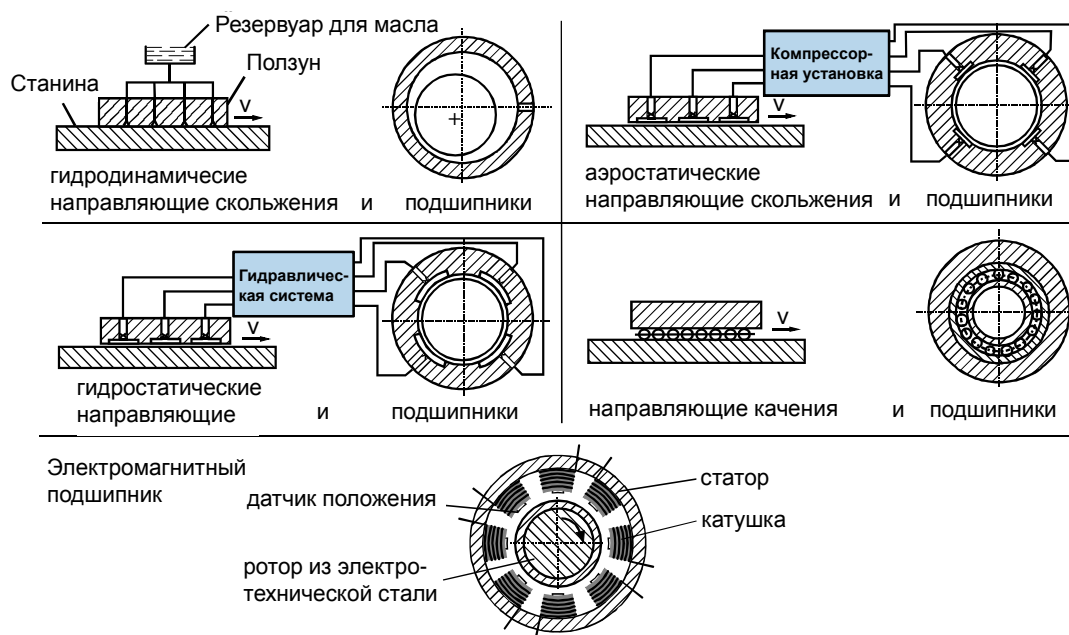


Рис. 5-3: Виды подшипников и направляющих

Различают направляющие и опоры скольжения и качения. Отличительной особенностью направляющих и подшипников скольжения является полное или частичное разделение пары трущихся элементов смазывающей пленкой. В случае направляющих качения разделение перемещаемых друг относительно друга компонентов производится телами качения. Классификация систем направляющих и опор основывается на физическом принципе разделения перемещаемых тел:

- гидродинамические
- гидростатические
- аэростатические
- электромагнитные
- системы с применением тел качения

Электромагнитные подшипники и направляющие применяются в станкостроении достаточно редко. Гидродинамические системы характеризуются безнапорным или низконапорным подводом смазки к зоне контакта перемещаемых тел, например, ползуна и направляющей или вала шпинделя и корпуса подшипника. Смазывающая пленка образуется в результате затягивания масла в зону контакта вследствие относительного перемещения тел. В гидростатических и аэростатических системах смазывающая пленка (масляная, воздушная) образуется с помощью внешней нагнетающей системы, подающей смазывающее вещество под давлением. Электромагнитные подшипники состоят из ротора с установленными ферромагнитными пластинами и корпуса с прикрепленными элементами статора так, что попарно расположенные электромагниты бесконтактно удерживают вал в заданном положении (Рис. 5-3).

**1 Введение**

**2 Гидродинамические подшипники и направляющие скольжения**

**3 Гидростатические подшипники и направляющие скольжения**

**4 Аэростатические подшипники скольжения**

**5 Электромагнитные подшипники**

**6 Заключение**

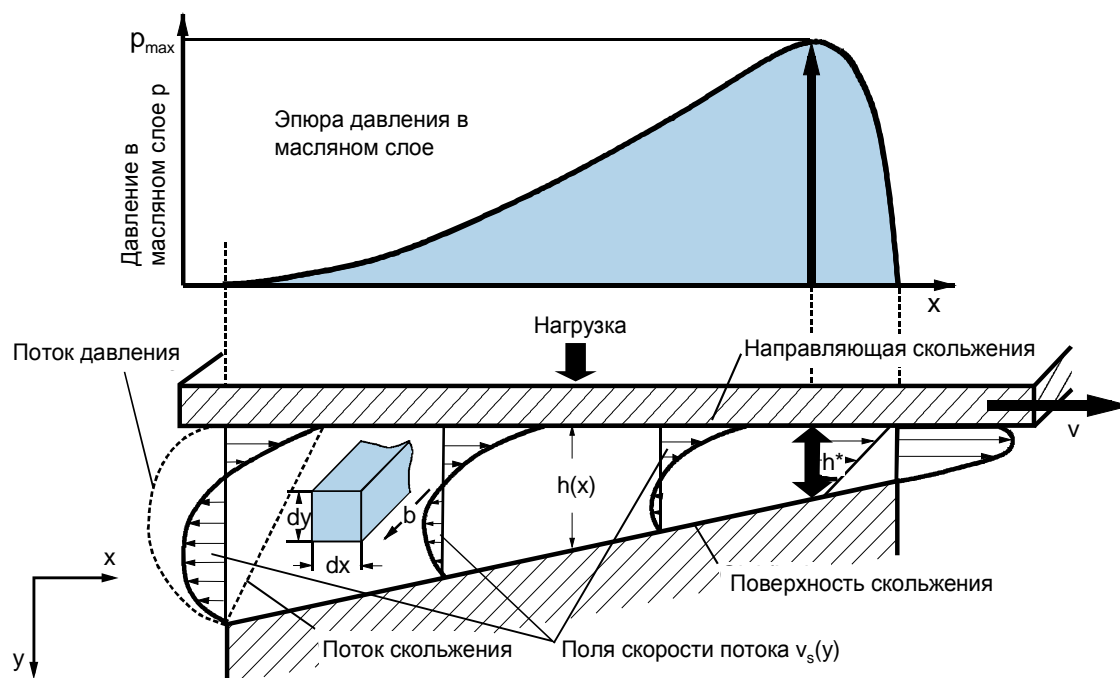
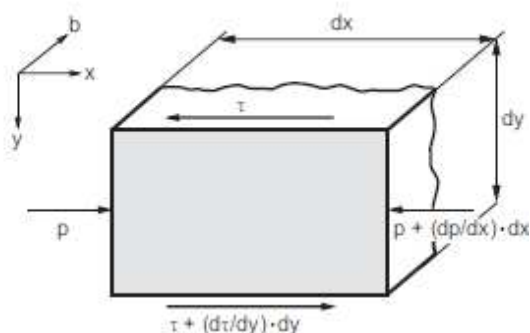


Рис. 5-4: Эпюры скорости и давления в масляном клине гидродинамической несущей системы

На Рис. 5-4 схематично представлены характеристики сил и перемещений в клиновидном смазочном канале, описывающие процессы в гидродинамической системе направляющих или гидродинамическом подшипнике. Вследствие наложения потока скольжения, который возникает в результате захвата частиц масла перемещаемой со скоростью  $v$  поверхностью, и потока из зоны повышенного давления, возникающей из-за суживающегося профиля канала, в зону пониженного, образуются представленные на рисунке градиенты скоростей  $v_s(x,y)$ . Распределение давления в канале показано на эпюре давления. Принимается, что ширина канала бесконечна и что перемещение жидкости по ширине не происходит. Рассмотрим малый объем жидкости  $dx \, dy \, b$ , на который действуют силы давления и сдвига, как показано на эскизе внизу.



Составляя уравнение суммы сил, действующих в горизонтальном направлении, получим описание состояния равновесия:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{d\tau}{dy} \quad (5-1)$$

Дифференцирование полученного уравнения дает:

$$\frac{d\tau}{dy} = \eta \frac{d^2 v_s}{dy^2} \quad (5-2)$$

Следовательно:

$$\frac{d^2 v_s}{dy^2} = \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dx} \quad (5-3)$$

При двойном частном интегрировании уравнения (5-3) по  $y$  получим распределение скорости по оси  $y$  (при  $dp/dx = \text{const}$ ):

$$v_s(y) = \frac{1}{2\eta} \left( \frac{dp}{dx} \right) y^2 + C_1 \cdot y + C_2 \quad (5-4)$$

$C_1$  и  $C_2$  определяются из граничных условий. Для  $y = 0$  справедливо:

$$v_s(y) = v \rightarrow C_2 = v \quad (5-5)$$

Для  $y = h(x)$  запишем:

$$v_s(y) = 0 \rightarrow C_1 = -\frac{v}{h(x)} - \frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dx} h(x) \quad (5-6)$$

Таким образом, получим скорость течения потока:

$$v_s(y) = \underbrace{\frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dx} (y^2 - h(x) \cdot y)}_{\text{Давление}} + \underbrace{v \cdot \left( 1 - \frac{y}{h(x)} \right)}_{\text{Скольжение}} \quad (5-7)$$

Расчет статической жесткости при номинальной нагрузке  $F$  производится с помощью следующей формулы:

$$k_F = \frac{2 \cdot \sqrt{(F + \Delta F)^3}}{\sqrt{6 \cdot \eta \cdot v \cdot l^2 \cdot b \cdot K_{pm} \cdot \Psi}} \quad (5-8)$$

Данное выражение дано без вывода, который выходит за рамки данной лекции.



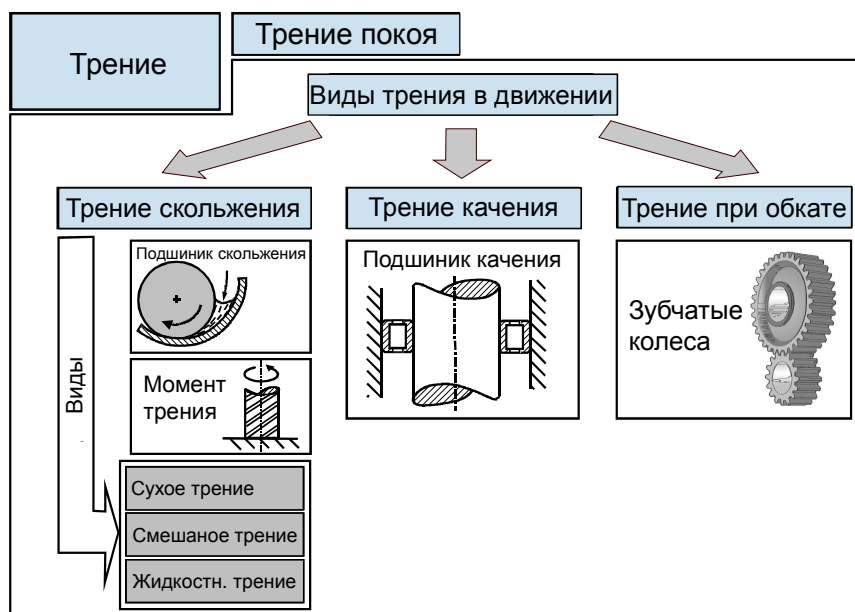


Рис. 5-5: Виды трения

При относительном перемещении двух тел (например, при перемещении ползуна относительно направляющих или вращение вала в подшипнике), в зависимости от скорости вращения и от вида смазывающей среды в системе возникают различные виды трения (Рис. 5-5). Для приведения покоящегося тела в движение необходимо преодолеть силу трения покоя. Для поддержания тела в движении требуется преодолеть силу трения движения. Трение подразделяется на трение скольжения, трение качения и трение при обкате.

- Трение скольжения. Данный вид трения присутствует в направляющих и подшипниках скольжения. Трение скольжения изменяется в зависимости от скорости перемещения. Различают сухое трение (трение твердых тел) и жидкостное трение. При сухом трении трущиеся поверхности не разделяются смазывающей пленкой. При смешанном трении наблюдается частичное проникновение смазки в зону контакта. Жидкостное трение возникает в области высоких скоростей относительных перемещений, причем трущиеся поверхности полностью разделяются слоем смазывающего вещества (например, масло, воздух, графит).
- Трение качения наблюдается при обкатке симметричных тел вращения и возникает вследствие упругих деформаций в зоне контакта (подшипники качения, колесный транспорт).
- Трение при обкате возникает дополнительно к трению качения при наличии кинематически обусловленного скольжения компонента в зоне контакта (зубчатое зацепление).

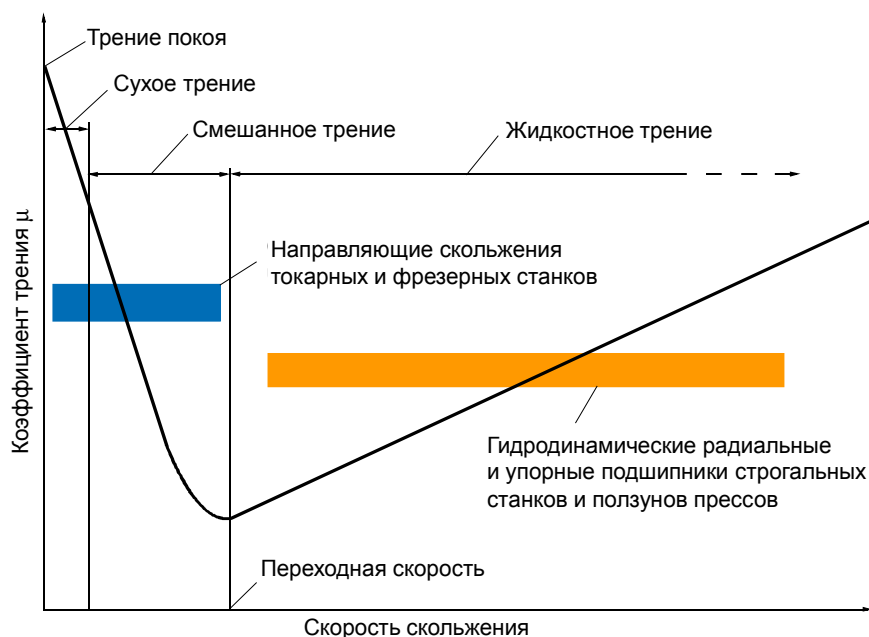
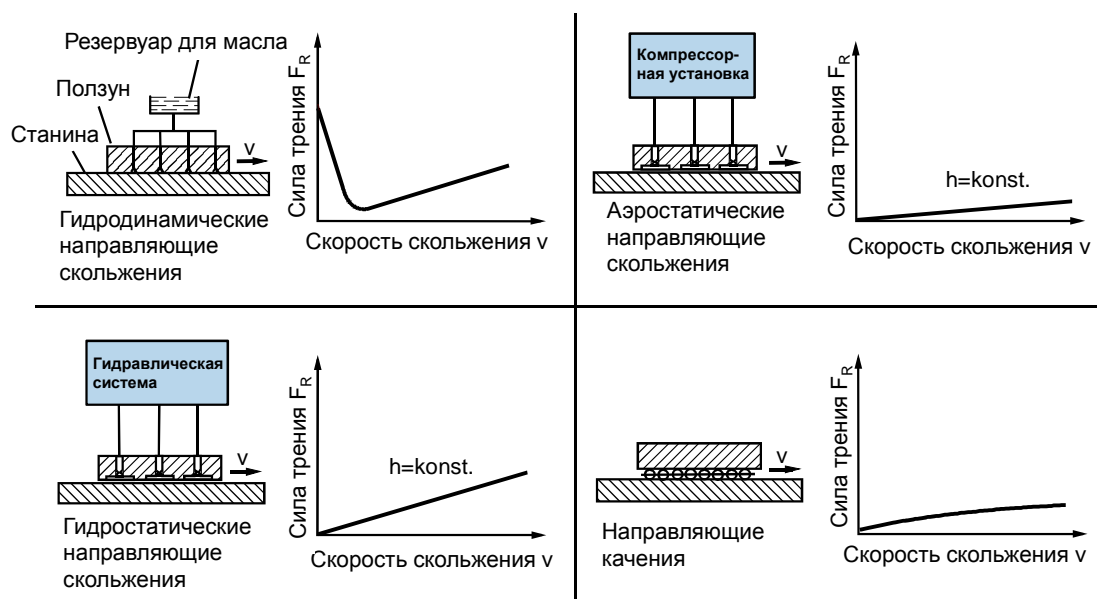


Рис. 5-6: Кривая Штрибека

В зависимости от скорости скольжения в гидродинамических направляющих или подшипниках изменяются условия трения, т. е. величина силы трения  $F_R$  и коэффициент трения  $\mu = F_R/F_N$ , где  $F_N$  - нормальная сила. Изменение коэффициента трения в зависимости от скорости скольжения выражается кривой Штрибека (Рис. 5-6). Для разных скоростей различают различные состояния системы. В случае покоящихся тел, между которыми нет смазывающей пленки, в системе действует сила трения покоя. При малой скорости скольжения полноценная смазывающая пленка образоваться не может, и при трении тел все еще действует сила трения покоя, что ведет к интенсивному износу компонентов пары трения. С растущей скоростью скольжения несущая способность смазывающей пленки увеличивает, благодаря чему трение покоя уменьшается (область смешанного трения). С дальнейшим увеличением скорости скольжения, начиная с определенной переходной скорости  $v_{\text{п}}$ , все нагрузки, действующие на пару трения, воспринимаются разделяющей смазывающей пленкой, что ведет к жидкостному трению. В этой области трущиеся поверхности полностью разделяются смазывающей пленкой, благодаря чему износ компонентов практически не наблюдается. В связи с этим гидродинамические системы следует эксплуатировать при скорости несколько выше переходной скорости, избегая частых остановок и пусков.

Направляющие станков, как правило, эксплуатируются в зоне смешанного трения, поскольку скорости перемещений подачи относительно малы. Более высокие скорости скольжения присутствуют в компонентах, осуществляющих быстрые перемещения позиционирования (например, при смене инструмента) или рабочие ходы (строгальные станки, ползуны прессов). Это позволяет осуществлять рабочие ходы в области жидкостного трения. Гидродинамические аксиальные и радиальные подшипники главных шпинделей также работают в зоне жидкостного трения.



**Рис. 5-7 Кривые Штрибека для различных видов направляющих**

Сравнительный анализ зависимости силы трения от скорости перемещения (характеристика Штрибека) представлен на Рис. 5-7. При одинаковой вязкости масла, площади поверхности трения и высоты зазора угол наклона кривой Штрибека для гидростатических и гидродинамических систем в области жидкостного трения одинаков.

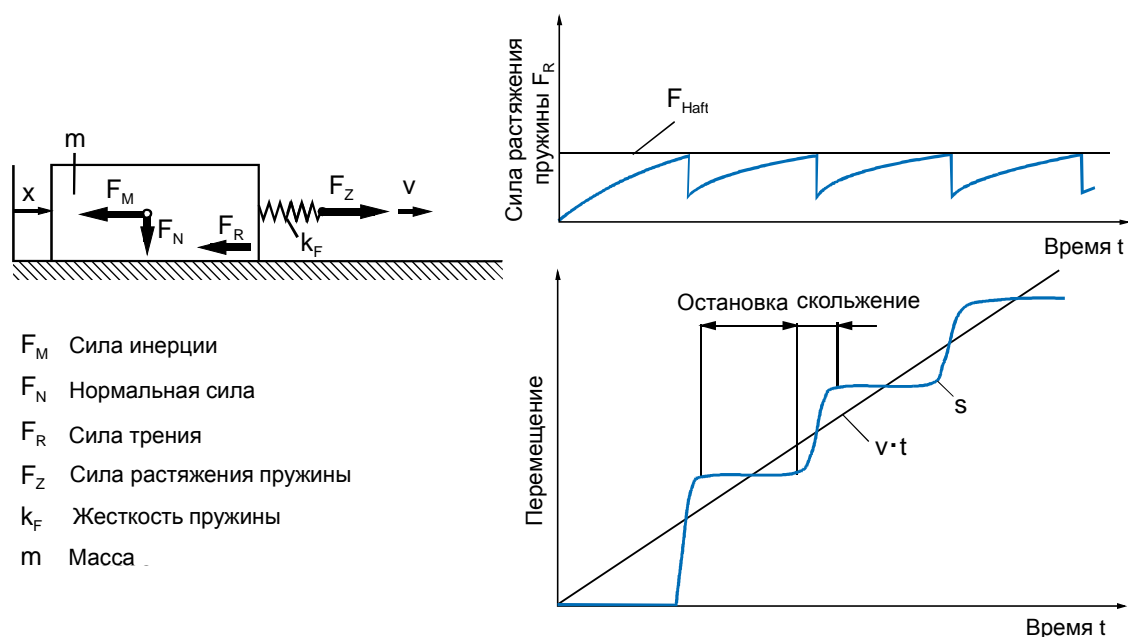


Рис. 5-8: Схема возникновения прерывистого скольжения (Stick-Slip - эффект)

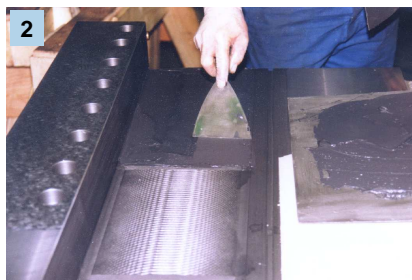
При низких скоростях скольжения в области смешанного трения часто наблюдается «залипание» - неравномерное относительное перемещение тел, образующих пару трения, вследствие так называемого «stick-slip»-эффекта (англ. «прерывистое скольжение»). Данный эффект наблюдается вследствие ниспадающей характеристики Штрибека в области смешанного трения и заключается в периодических остановках при скольжении.

На Рис. 5-8 представлена упрощенная схема возникновения stick-slip-эффекта. Ползун приводится в движение через пружину. Изменение силы тяги  $F_Z$  показано на графике в верхней части рисунка. Функция перемещения ползуна по времени приведена в нижней части рисунка. Пружина имеет жесткость  $k_F$  и представляет собой упрощенное описание эластичных элементов привода (например, жесткость ходового винта, коробки подач и т.п.). Для приведения ползуна в движение необходимо преодолеть силу трения покоя, т.е. пружина растягивается так долго, пока сила растяжения не станет больше силы трения покоя. Ползун приходит в движение и, в соответствии с кривой Штрибека, сила трения между ползуном и направляющей становится значительно меньше, что ведет к ускорению ползуна. Вследствие этого пружина сжимается, а сила тяги  $F_Z$  уменьшается, что ведет к остановке ползуна. Для приведения ползуна в движения опять необходимо преодолеть силу трения покоя и данный процесс повторяется циклически.

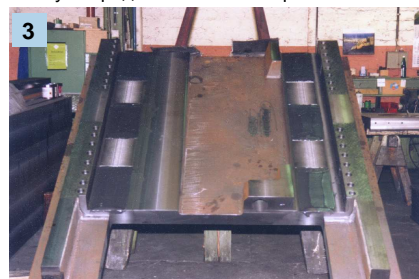
Источник: Diamant Metallplastik



Ползун перед нанесением покрытия



Послойное нанесение пластической массы



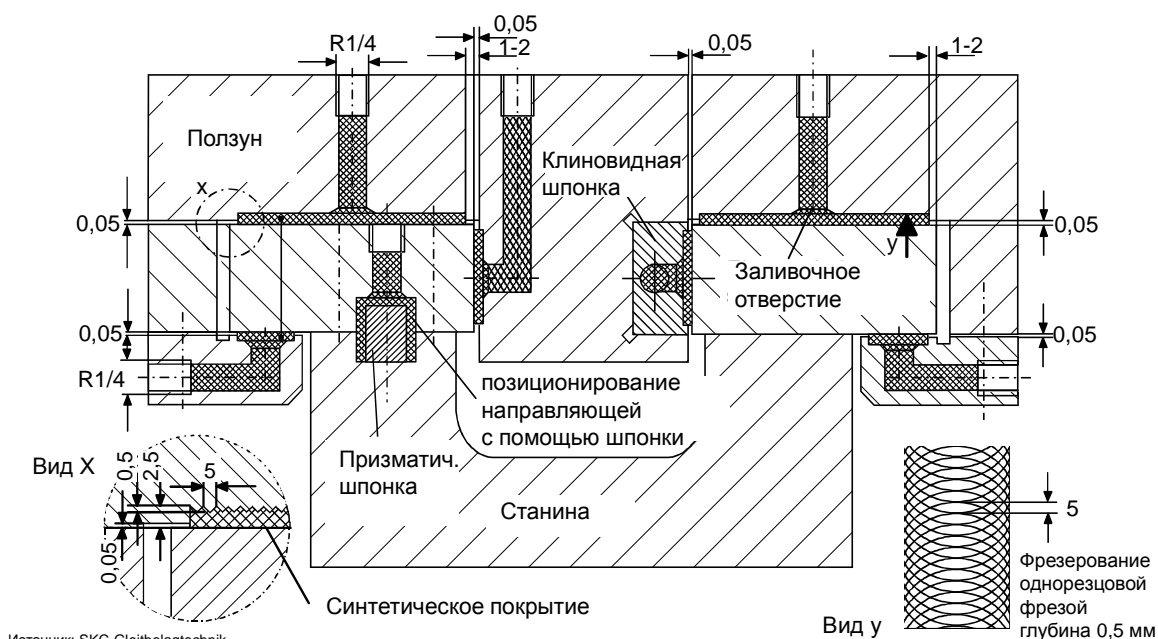
Ползун с нанесенным покрытием



Установка ползуна на станину

**Рис. 5-9: Покрытие направляющих скольжения синтетической массой**

Изготовление направляющих с нанесением синтетического материала производится наклеиванием синтетических пленок или матрицированием (воспроизведением пластической массой требуемой формы). На Рис. 5-9 показаны этапы процесса матрицирования. Направляющие станины шлифуются, контактные поверхности ползуна подвергаются черновой фрезерной или строгальной обработке. На рисунке показаны контактные поверхности ползуна с нанесенной шпателем пластической массой. Ползун устанавливается на шлифованные направляющие станины, которые во избежание адгезии с синтетическим материалом, предварительно обрабатываются химическим разделительным средством. Для достижения равномерности распределения массы в заданном положении ползуна на станине, применяются дистанционные и упорные планки. Под действием веса ползуна и, при необходимости, с помощью дополнительной нагрузки или свинчивания компонентов, избыточная синтетическая масса удаляется из области стыка. Оставшаяся масса затвердевает в заданной позиции при позиционировании обоих компонентов в форме и образует прочное покрытие на контактных поверхностях ползуна.



**Рис. 5-10: Конструкция направляющих скольжения с синтетическим покрытием**

На Рис. 5-10 показаны детали конструкции направляющих при нанесении синтетического покрытия методом шприцевания. Поверхности, на которые требуется нанести покрытие, также как и при вышеописанном методе, подвергаются черновой механической обработке для повышения адгезии между металлом и синтетической массой. В рассматриваемом методе производится шприцевание пластичной массы в полости между двумя зафиксированными в заданной позиции компонентами. Для предотвращения выхода синтетической массы из полости применяются специальные клейкие ленты или проставки из губчатой резины. Показанная на рисунке левая направляющая фиксируется на станине с помощью шпонки. Чтобы избежать сложной подгонки позиционирования, на шпоночное соединение также накладывается синтетическое покрытие.

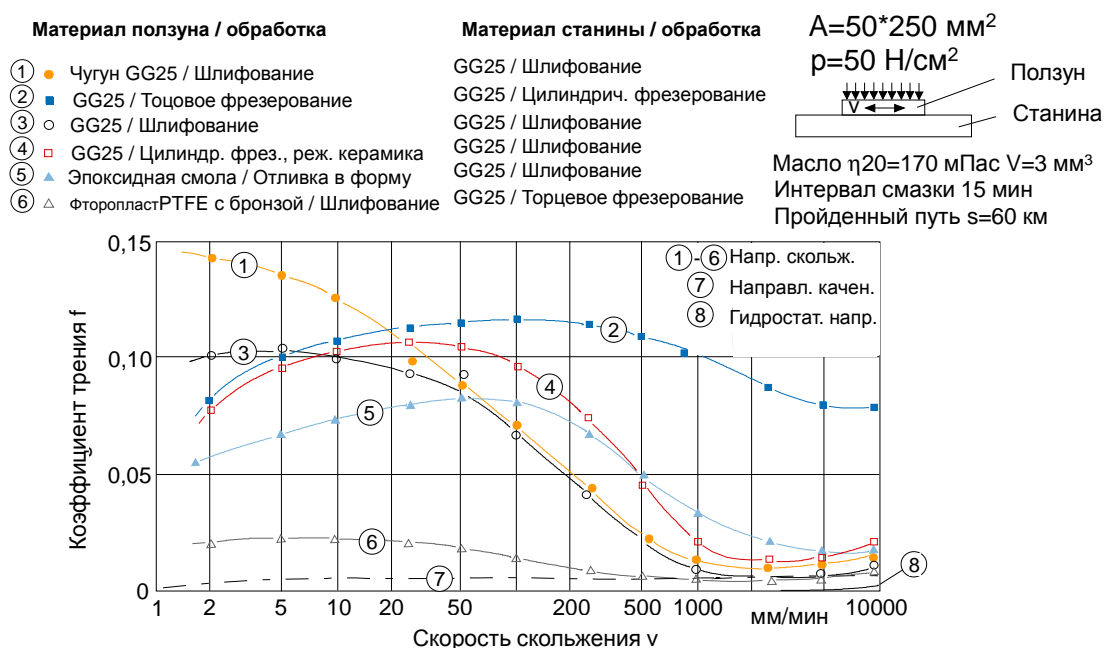


Рис. 5-11: Кривые Штрибека для различных материалов и поверхностей

На Рис. 5-11 показаны графики зависимости коэффициентов трения от скорости скольжения для пар трения из различных материалов и с разными типами трущихся поверхностей. Для сравнения на графике представлены также кривые для гидростатических систем и направляющих с применением тел качения, отличающихся низким коэффициентом трения. В направляющих скольжения структура поверхности трения оказывает сильное влияние на характер кривой Штрибека. Для шлифованных поверхностей станины и ползуна характерен высокий коэффициент трения покоя и резкое уменьшения коэффициента трения при увеличении скорости (кривая 1). Сильный наклон кривой увеличивает риск возникновения негативного эффекта прерывистого скольжения (stick-slip) в области низких скоростей скольжения. Для предотвращения залипания на ползуне следует нанести насечки перпендикулярно направлению движения, а на неподвижной станине - вдоль направления перемещения. Это можно осуществить с помощью шлифования или торцевого фрезерования (кривые 2, 3, 4). Проведение такой подготовки поверхности позволяет добиться во всем нижнем диапазоне скоростей ( $v < 10 \text{ мм/мин}$ ) снижения коэффициентов трения и изменения наклона кривых Штрибека. Так, в области скоростей от 50 до 100 мм/мин кривые Штрибека характеризуются увеличением коэффициента трения при увеличении скорости, что снижает риск возникновения stick-slip эффекта. Удачной комбинацией материалов для предотвращения залипания является соединение эпоксидной смолы или тефлона (PTFE) с бронзой (кривые 5 и 6). Тефлоновое покрытие допускает даже работу без смазки, однако имеет низкую жесткость при нагрузках на сжатие.

Смазка гидродинамических направляющих оказывает решающее воздействие на силу трения и долговечность данных систем. Большинство станков с гидродинамическими направляющими оснащено системами импульсной смазки (более 80%). Постоянная смазка или ручное нанесение смазки находят применение значительно реже. Для смазки применяются масла с коэффициентом вязкости от  $\eta = 30 \times 10^{-3} \text{ Нс/мм}^2$  до  $80 \times 10^{-3} \text{ Нс/мм}^2$ .

Для безотказной работы направляющих ползунов целесообразным является применение узких направляющих (Рис. 5-12). Расстояние  $b$  между поверхностями направляющих должно быть минимальным (отсюда понятие «узкие направляющие»), чтобы избежать перекашивания ползуна и снизить воздействие температурного расширения. На Рис. 5-12 наглядно представлено, что ползун с большим расстоянием между ведущими поверхностями направляющих подвержен значительно большей температурной деформации (например, вследствие воздействия сильно нагретой стружки, попадающей на ползун), чем ползун с узкими направляющими.

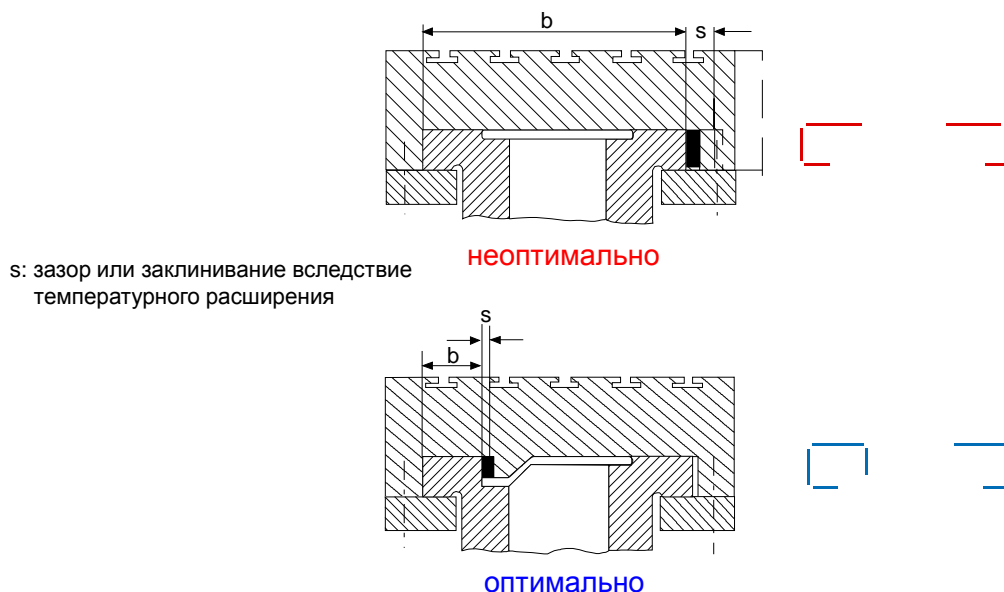


Рис. 5-12: Применение «узких» направляющих -b- в плоских направляющих

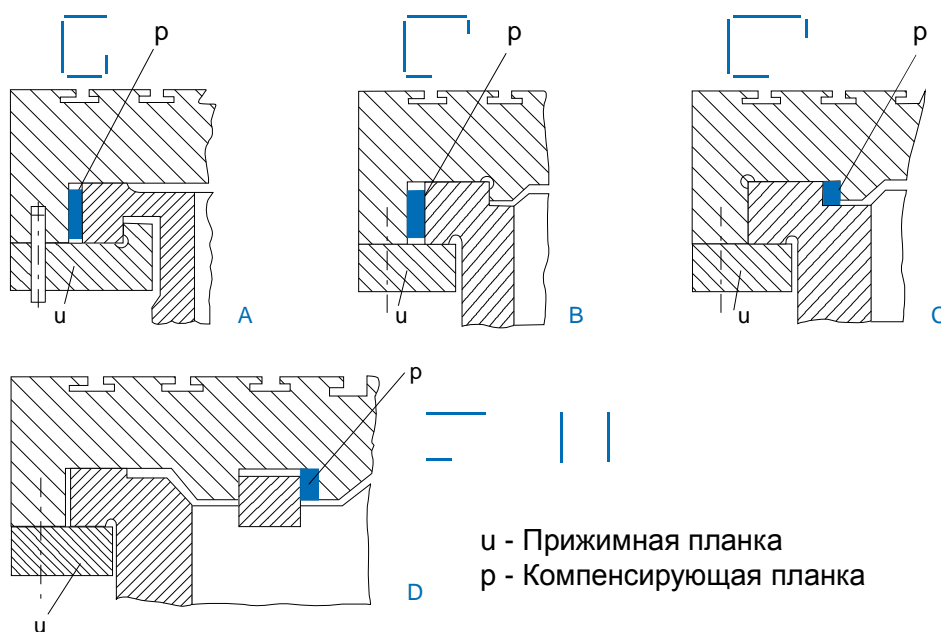
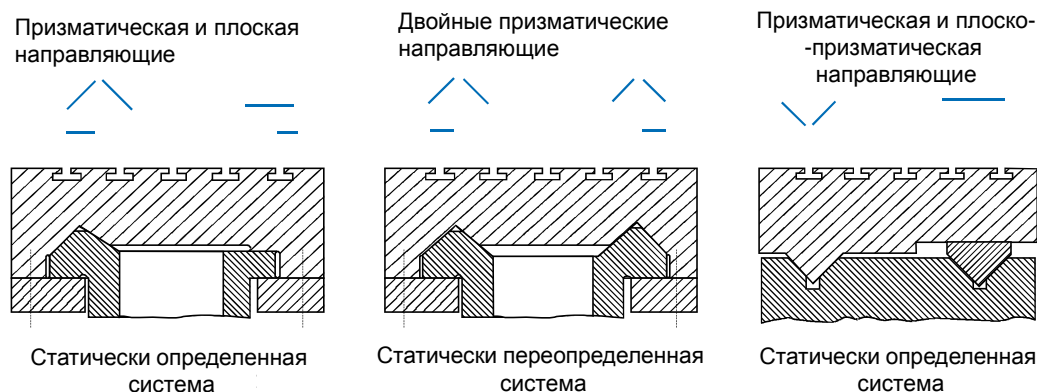


Рис. 5-13: Варианты конструктивного исполнения «узких» направляющих

На Рис. 5-13 показаны различные конструктивные решения с применением узких направляющих. Вариант А характеризуется применением прижимной планки, установка и выверка которой сопряжены со значительными временными затратами. Кроме того, обработка геометрии внутренней поверхности направляющей станины сопряжена со значительными трудностями. Напротив, варианты В и С значительно технологичнее за счет возможности ведения обработки с обеих сторон. Вариант D предполагает размещение узкой направляющей в середине, что позволяет избежать ослабления структуры станины. Кроме того, такая конструкция отличается симметричностью температурной деформации ползуна.





**Рис. 5-14: Призматические и двойные призматические направляющие**

Направляющие продольного перемещения, имеющие треугольную форму сечения, фиксируют ползун по двум направлениям (Рис. 5-14). Применение узких направляющих в данном случае не требуется. В конструкции токарных станков часто встречается комбинация плоской и призматической направляющей, реже двойные призматические направляющие. Последние представляют собой соединение с отличными статическими и динамическими характеристиками. Недостатком системы является статическая переопределенность и высокие затраты на высокоточную обработку. В результате теплового расширения ползуна стола может произойти заклинивание направляющих. Данный тип направляющих применяется, в основном, в малонагруженных высокоточных станках и измерительных машинах.

Плоскопризматические направляющие статически определены. При температурных воздействиях ползун может увеличиваться без опасности заклинивания. У плоскопризматических направляющих на одну ведущую поверхность меньше, чем у плоских направляющих, что упрощает обработку. Призматические направляющие характеризуются эффектом самоочищения (загрязняющие частицы сходят с наклонных поверхностей).

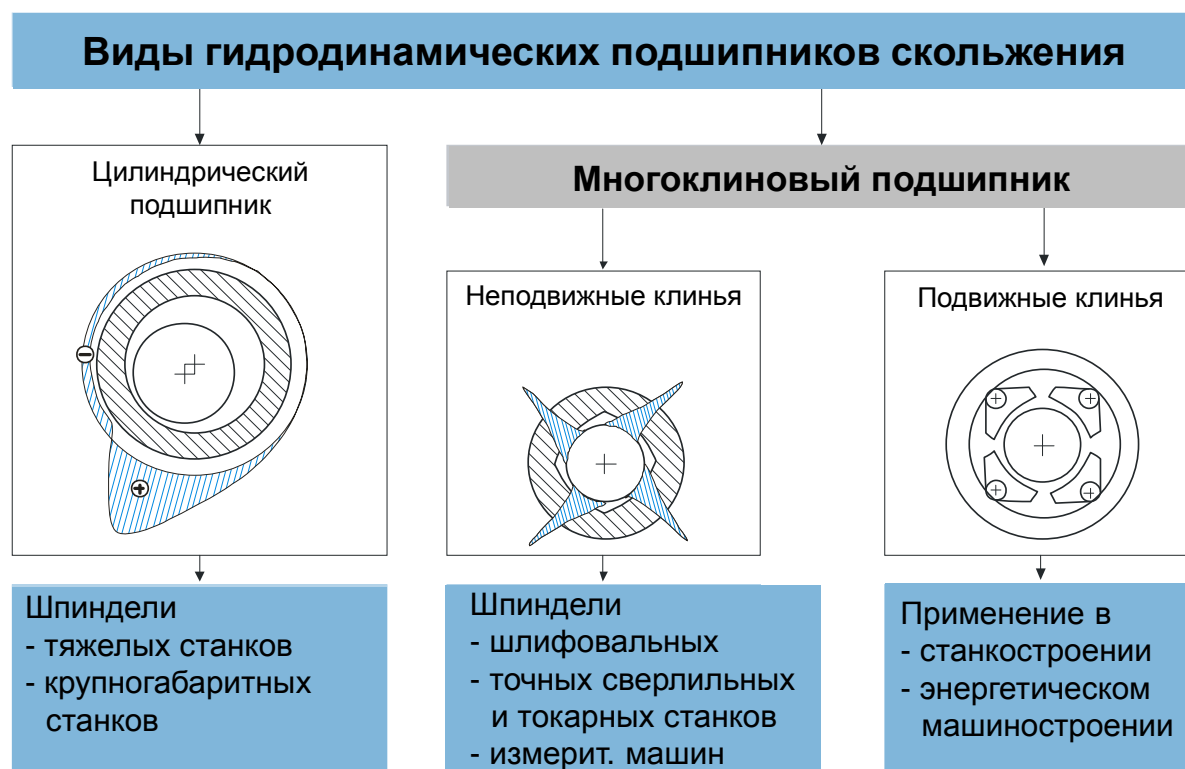
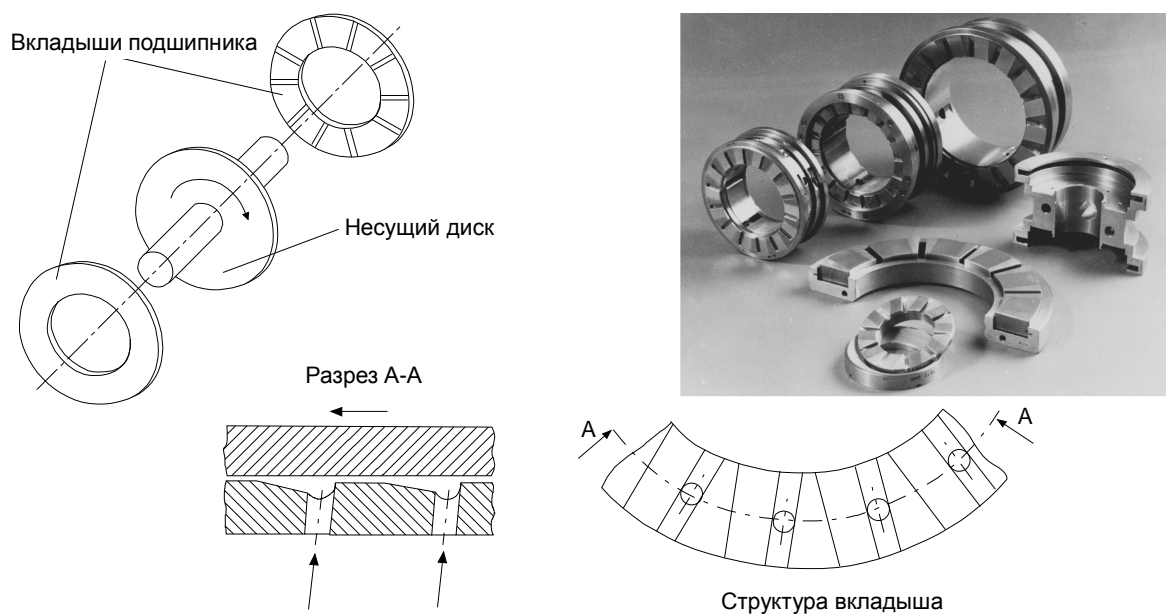


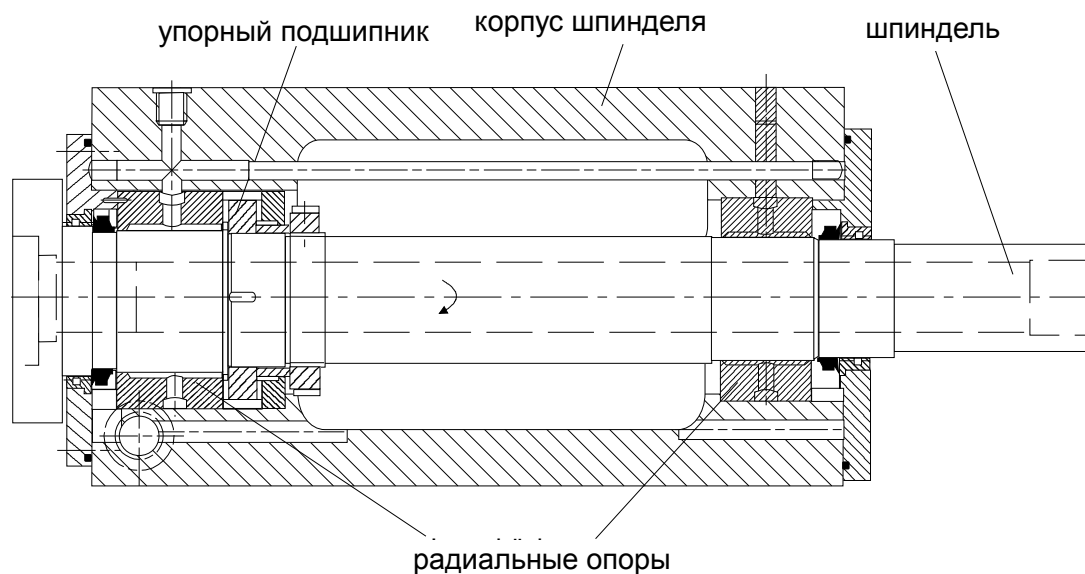
Рис. 5-15: Гидродинамические подшипники скольжения

В станкостроении гидродинамические подшипники применяются значительно реже, чем подшипники качения и гидростатические подшипники. Их применение целесообразно только в станках, которые позволяют эксплуатировать подшипники в зоне жидкостного трения, а также не требуют частой остановки и запуска шпинделя. Их редко используют в станках с медленно вращающимися шпинделями из-за значительного износа в случае смешанного трения, а при высоких скоростях вращения из-за больших потерь на жидкостное трение. Гидродинамические подшипники по конструктивному исполнению подразделяют на кругло-цилиндрические и многоклиновые (Рис. 5-15). Кругло-цилиндрические подшипники в станкостроении практически не применяются. Многоклиновые подшипники позволяют, вследствие действия зажимающих усилий, повысить жесткость и точность центрирования шпинделя, что обусловило их применение в конструкции металлорежущих станков. Данный тип подшипников подразделяется на конструкции с жесткими и подвижными самонастраивающимися клиновидными поверхностями. Последние характеризуются довольно низкой жесткостью и в конструкции станков применяются редко. Конструкции с жесткими клиновидными поверхностями применяются в качестве опор шлифовальных и точных сверлильных шпинделей, а также в конструкциях высокоточных токарных станков и измерительных машин.



**Рис. 5-16: Комбинированные радиально-осевые подшипники скольжения. Источник: GMH**

Для восприятия осевых нагрузок в конструкциях шпинделей применяются аксиальные подшипники скольжения (Рис. 5-16). Для повышения гидродинамического давления на поверхности колец подшипников применяют клиновидные элементы, в которых выполнены отверстия для подвода масла. Для безотказной работы осевых подшипников необходимо предотвратить контакт между поверхностями подшипника при изгибной деформации шпинделя. При малых зазорах между перемещаемыми поверхностями необходимо конструктивно задавать высокую жесткость шпинделя. Радиальные и аксиальные подшипники часто объединяют в один элемент. На рисунке Рис. 5-16 показаны различные конструкции подшипников скольжения, в некоторых возможно реверсирование шпинделя.

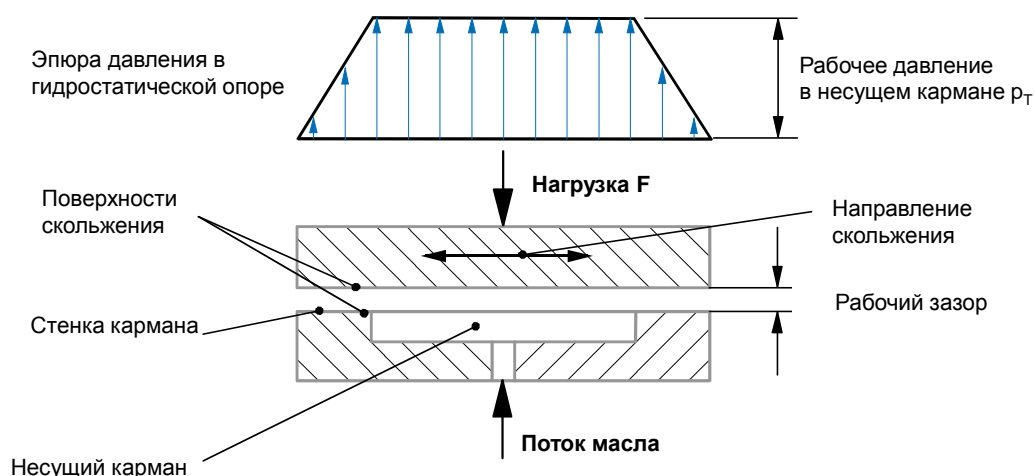


**Рис. 5-17: Многоклиновые опоры скольжения высокоточного сверлильного шпинделя**

Шлифовальные и высокоточные сверлильные станки являются главными потребителями подшипников скольжения. Шпиндели таких станков вращаются с высокой, редко изменяемой скоростью без останова при смене заготовки

На Рис. 5-17 показаны многоклиновые гидродинамические опоры такого шпинделя. Конструкция этих опор довольно проста. Наружные кольца запрессованы в корпус шпинделя. Компактная конструкция многоклиновых подшипников обеспечивает высокую жесткость.

- 1 Введение
- 2 Гидродинамические подшипники и направляющие скольжения
- 3 Гидростатические подшипники и направляющие скольжения
- 4 Аэростатические подшипники скольжения
- 5 Электромагнитные подшипники
- 6 Заключение



**Рис. 5-18: Принципиальная схема гидростатического подшипника**

Рабочая схема гидростатического подшипника показана на Рис. 5-18. В одном из двух образующих подшипник компонентов расположены несущие карманы. Расстояние между стенками несущего кармана и поверхностью вала или ползуна обозначается как рабочий зазор  $h$ . В зависимости от конструкции подшипника начальный рабочий зазор (в ненагруженном состоянии) составляет от 10 до 60 мкм. Рабочий зазор создает сопротивление течению жидкости, за счет чего в несущих карманах образуется давление, способное воспринимать внешние нагрузки. Разница между давлением в несущем кармане и атмосферным давлением обозначается как рабочее давление  $p_T$ , которое падает до атмосферного в зоне стенки кармана. Рис. 5-19

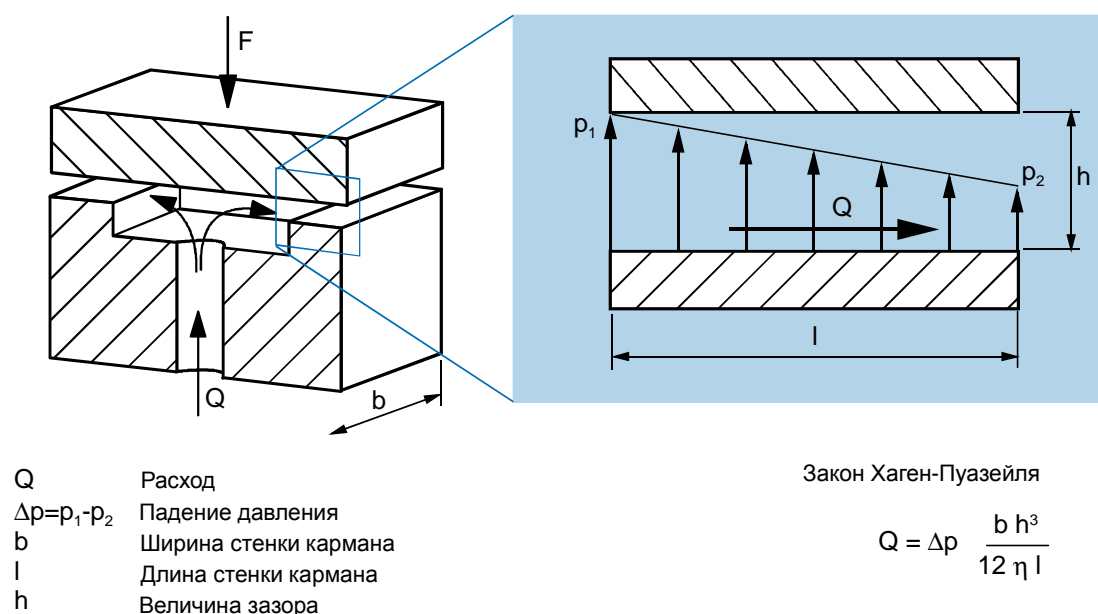


Рис. 5-19: Поток рабочей жидкости в рабочем зазоре

На Рис. 5-19 показан элемент стенки несущего кармана. При ламинарном потоке расход рабочей жидкости может быть рассчитан с помощью закона Хагена-Пуазейля. По аналогии с законом Ома, разница давлений  $\Delta p$  сравнима с электрическим напряжением  $U$ , а расход  $Q$  соответствует силе тока  $I$ . Исходя из этой аналогии возможно рассчитать сопротивление рабочего зазора. При расчете сопротивления гидростатических систем допустимо применение закона Кирхгофа, что существенно облегчает расчеты.

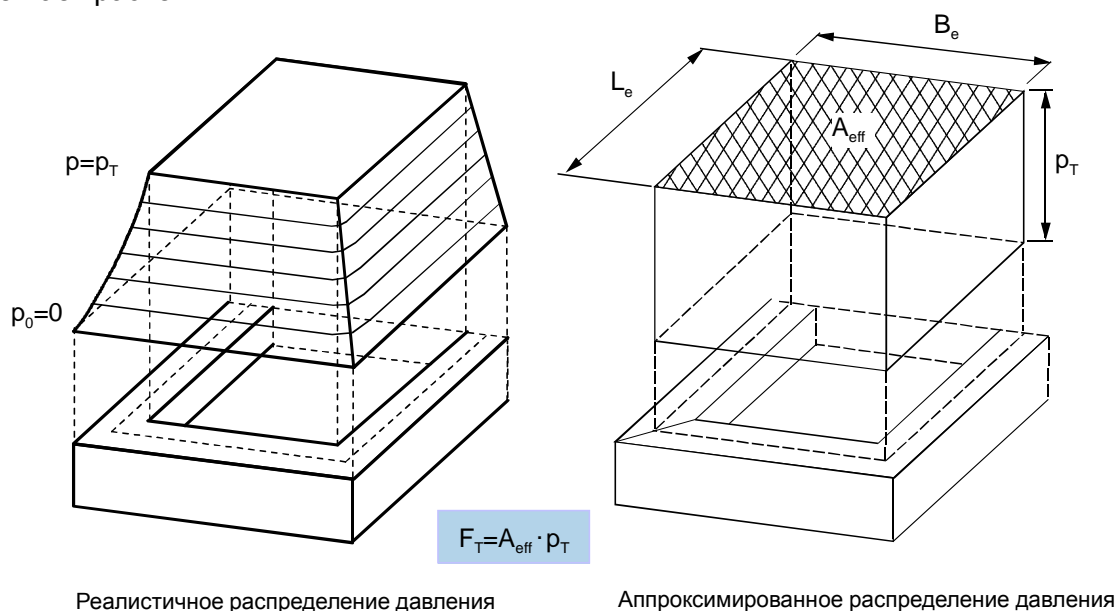
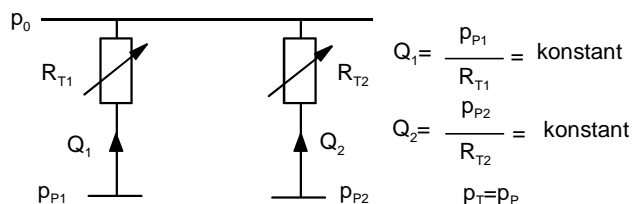
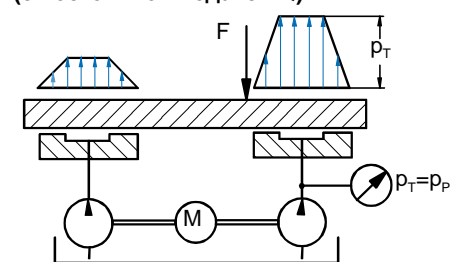


Рис. 5-20: Создание давления в несущем кармане. Эффективная площадь поверхности гидростатического подшипника

На Рис. 5-20 показана эпюра давления в несущем кармане и над стенками кармана. Падение давления над стенками кармана может приближенно рассматриваться как линейное. Для упрощения можно принять, что полное рабочее давление действует на площадь, ограниченную серединой стенок кармана. Площадь поверхности, на которую действует рабочее давление подшипника, обозначается как эффективная площадь  $A_{\text{eff}}$ . Исходя из этого определения можно определить длину и ширину стенки кармана.

Один насос на несущий карман  
(с постоянной подачей  $Q$ )



Общий насос с дросселированием  
(с постоянным давлением)

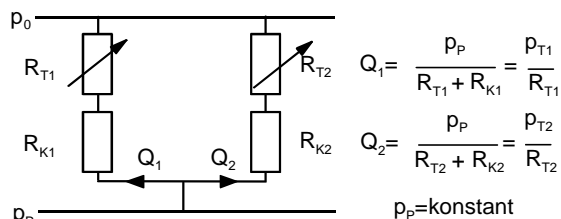
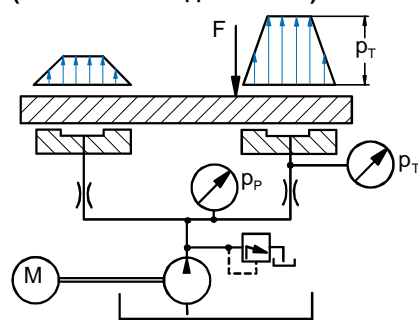
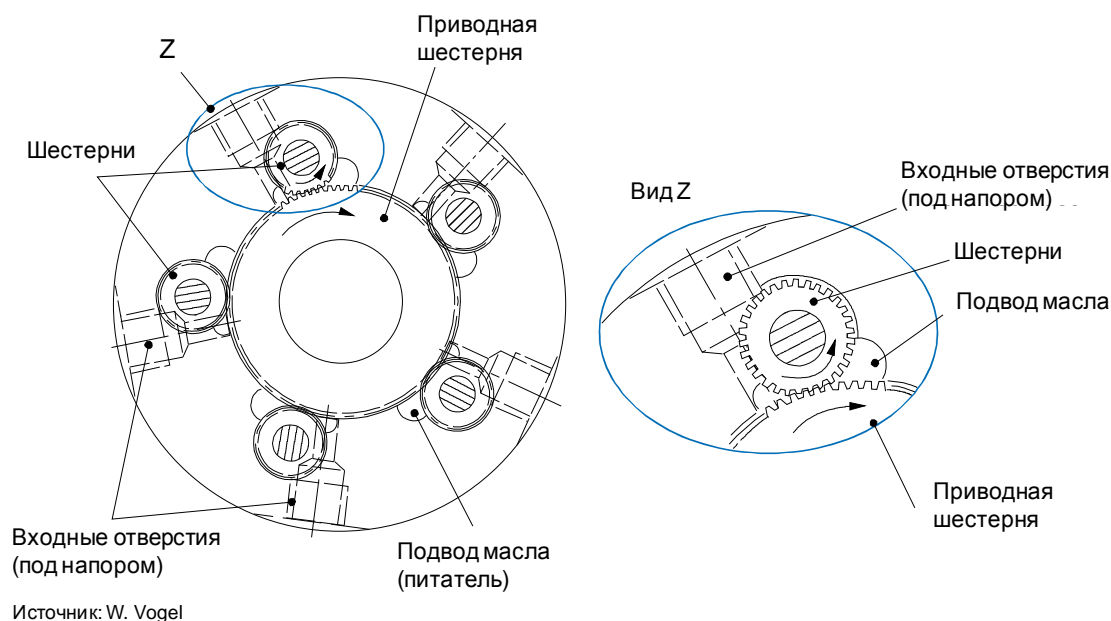


Рис. 5-21 Системы питания гидростатических подшипников

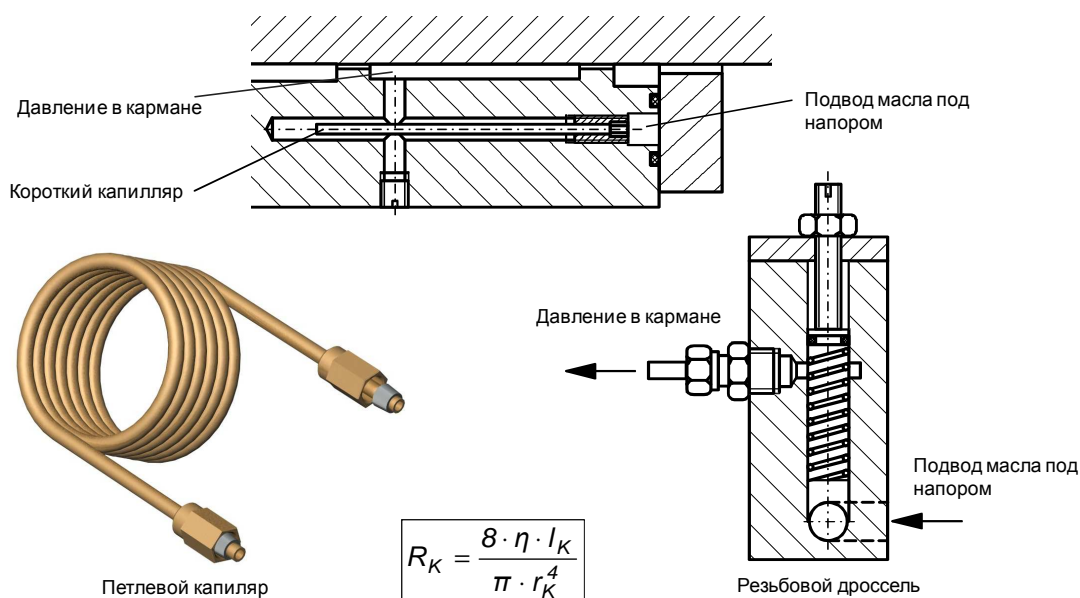
Гидростатические подшипники и направляющие должны иметь несколько несущих карманов для восприятия внецентренных нагрузок. Для поддержания равновесия в системе, снабжение отдельных карманов рабочей жидкостью должно осуществляться независимо, чтобы обеспечить возможность создания различного давления в карманах. На Рис. 5-21 представлены две возможные системы снабжения несущих карманов рабочей жидкостью. Слева на рисунке показана система «один насос на один карман», характеризующаяся постоянным потоком, создаваемым насосом и высокой несущей способностью, так как максимальное давление в несущем кармане ограничено только производительностью гидронасоса. Однако установка насосных агрегатов сопряжена со значительными финансовыми затратами. Более экономичным конструктивным решением является применение системы снабжения «один насос на все карманы с дросселированием». Данная система характеризуется постоянным давлением жидкости, прокачиваемой насосом. Предварительное сопротивление создается дросселирующими элементами в цепи от насоса к карманам.





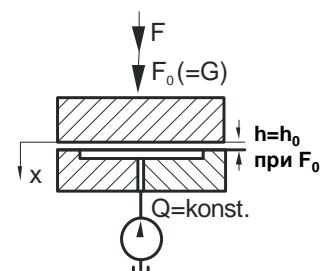
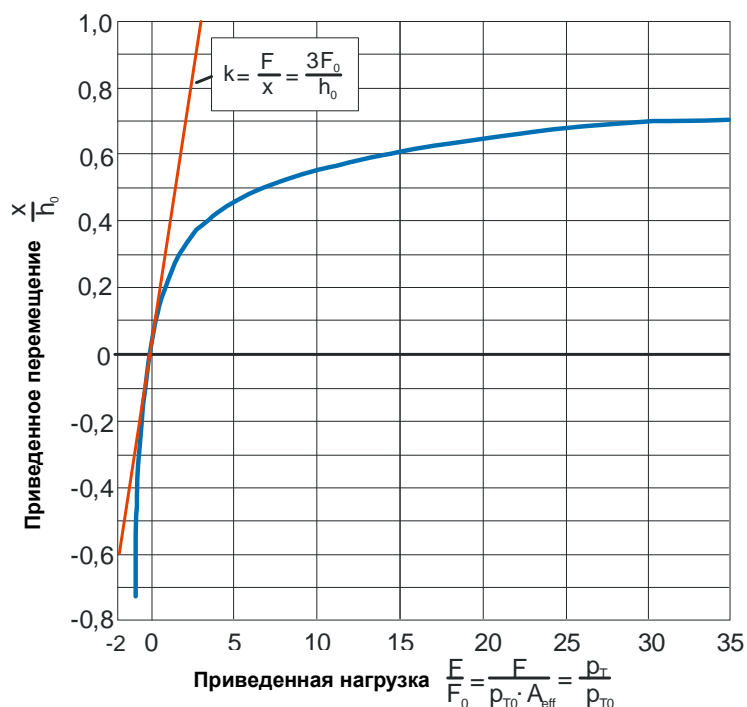
**Рис. 5-22: Насосный агрегат на базе шестеренных насосов с центральным приводом**

Для снабжения гидростатического подшипника по принципу «один насос на один карман» ( $Q=\text{const.}$ ) часто применяются агрегаты на основе шестеренчатых насосов. Показанный на Рис. 5-22 агрегат может включать до 10 шестеренчатых насосов, приводимых посредством центрального зубчатого колеса. Каждый насос подключен к общему впускному коллектору и собственному выходу, так что на каждом из выходов создаются потоки с одинаковым расходом. При этом роль транспортера исполняют камеры между профилем зуба и корпусом насоса. Преимуществами данной конструкции является ее компактность, применение только одного привода, а также возможность создания равномерного потока при малых значениях расхода.



**Рис. 5-23: Различные виды капилляров**

На Рис. 5-23 представлены различные виды капилляров. Сопротивления капилляров прямо пропорционально их длине, поэтому часто для достижения необходимого сопротивления применяются петлевые капилляры. Существуют конструкции с настраиваемым сопротивлением, как показано справа на Рис. 5-23. Для точной настройки сопротивление капилляра юстируется на испытательном стенде.



$$\frac{F}{F_0} = \frac{1}{\left(1 - \frac{x}{h_0}\right)^3} - 1$$

$$\text{Где } h_0 = \sqrt[3]{\frac{12\eta \cdot l \cdot A_{\text{пл}} \cdot Q}{b \cdot F_0}}$$

$F_0$  Исходная нагрузка (например вес стола),  $F=0$

$h_0$  Зазор при  $F_0$

$F$  Внешняя нагрузка

$x$  Деформация вследствие действия  $F$

Рис. 5-24: Диаграмма жесткости открытой системы „один насос на один карман ( $Q = \text{konst.}$ )“

На Рис. 5-24 показана кривая жесткости гидростатического подшипника, снабжаемого рабочей жидкостью с помощью системы «один насос на один карман». Соотношение между нагрузкой и перемещением в системе выражается с помощью следующей формулы:

$$\frac{F}{F_0} = \frac{1}{\left(1 - \frac{x}{h_0}\right)^3} - 1 \quad (5-9)$$

Соответственно:

$$k = \frac{3 \cdot \frac{F_0}{h_0}}{\left(1 - \frac{x}{h_0}\right)^4} \quad (5-10)$$

Для нелинейной жесткостной характеристики справедливо:

$$k = \frac{dF}{dx} = \frac{d\left\{\frac{F}{F_0}\right\}}{d\left\{\frac{x}{h_0}\right\}} \cdot \frac{F_0}{h_0} \quad (5-11)$$

В исходной точке ( $F=0$ ,  $x=0$ ) жесткость составляет:

$$k_{x=0} = 3 \cdot \frac{F_0}{h_0} \quad (5-12)$$

Из уравнения (5-12) следует, что для достижения высокой жесткости необходима соответствующая начальная нагрузка на систему  $F_0$ . Исходная величина рабочего зазора  $h_0$  должна выбираться минимально возможной, но с учетом точности обработки и упругих деформаций деталей. Контакт между подвижной частью подшипника и стенками несущих карманов должен быть исключен. Под действием максимальной

нагрузки подшипник не должен допускать смещение более, чем  $(0,3...0,5) h_0$ . Примерным значением величины начального рабочего зазора  $h_0$  для подшипников считается зазор в 10 мкм, для направляющих – 80 мкм. Мощность насоса может быть рассчитана с учетом уравнений 1 и 2. Необходимая мощность насоса определяется по следующей формуле:

$$P_{P\max} = \frac{p_{P\max} \cdot Q}{\varepsilon_P} \quad (5-13)$$

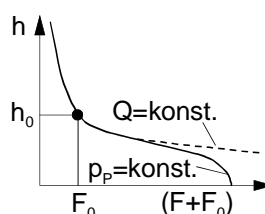
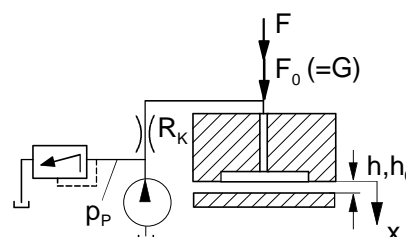
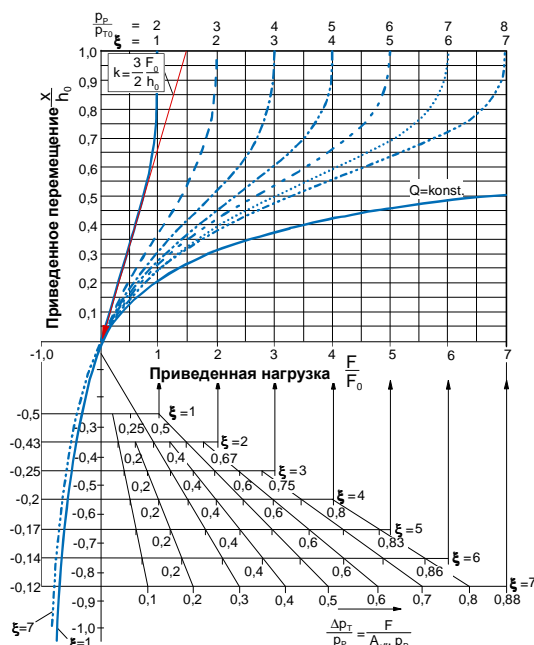


Рис. 5-25 Диаграмма жесткости открытой системы „один насос с капиллярами ( $p_P = \text{konst.}$ )“

$$\frac{F}{F_0} = \frac{1 + \xi}{1 + \xi \cdot \left(1 - \frac{x}{h_0}\right)^3} - 1 \quad (5-14)$$

$$\frac{F}{A_{\text{eff}} \cdot p_P} = \frac{1}{1 + \xi \cdot \left(1 - \frac{x}{h_0}\right)^3} - \frac{1}{1 + \xi} \quad (5-15)$$

На Рис. 5-25 графически показаны уравнения (5-14) и (5-15). Как видно из рисунка, высокая жесткость, сравнимая с жесткостью системы с постоянным расходом насоса, достигается системой с постоянным давлением потока насоса только при больших значениях соотношения сопротивления капилляра и несущего кармана в исходном состоянии. Это, в свою очередь, ведет к большим потерям в капиллярах, а также необходимости применения насосов большой мощности. На практике обычно используются значение отношения сопротивлений капилляра и несущего кармана равное 1,0.

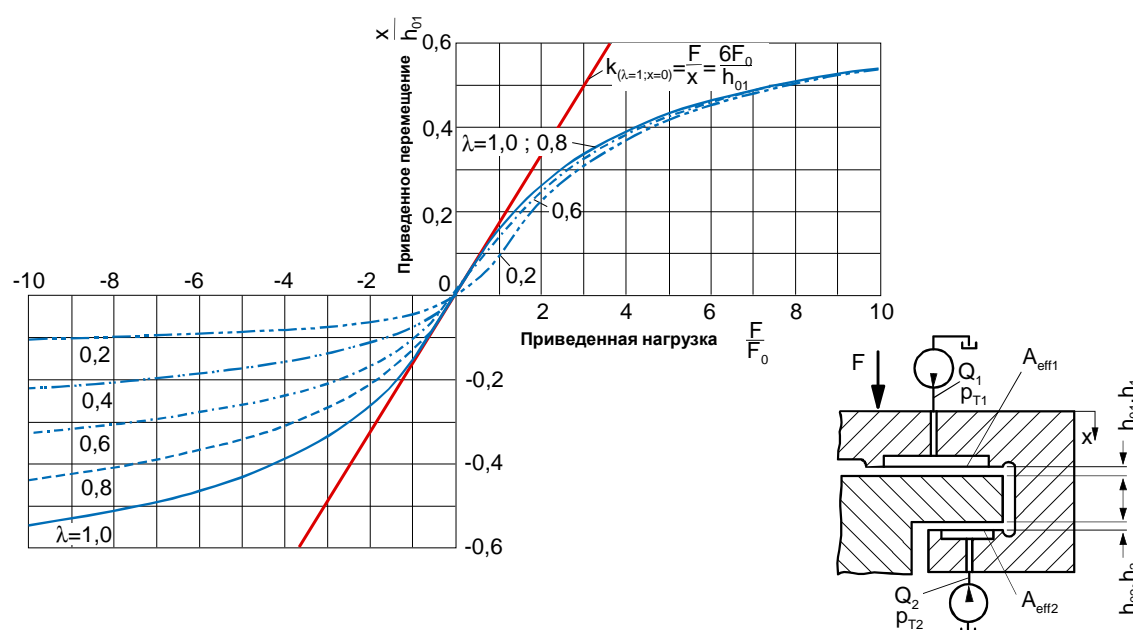


Рис. 5-26: Диаграмма жесткости замкнутой системы „один насос на один карман ( $Q = \text{konst.}$ )“

Применение обхвата позволяет создать замкнутую систему с практически неограниченно большим предварительным натягом  $F_0$  (Рис. 5-26). Это позволяет повысить жесткость системы по сравнению с подшипником без обхвата, а также воспринимать усилия в обоих направлениях. Жесткость системы определяется с помощью следующих формул:

$$\frac{F}{F_0} = \frac{1}{\left(1 - \frac{x}{h_{01}}\right)^3} - \frac{1}{\left(1 + \frac{x}{\lambda h_{01}}\right)^3} \quad (5-16)$$

Где: Индекс 1: Карман 1 (несущая поверхность), Индекс 2: Карман 2 (обхват)  
Предварительный натяг (одинаков для несущей поверхности и обхвата)

$$F_0 = \frac{12 * \eta * l_1 * Q_1 * A_{\text{eff}1}}{b_1 * h_{01}^3} = \frac{12 * \eta * l_2 * Q_2 * A_{\text{eff}2}}{b_2 * h_{02}^3} \quad (5-17)$$

Отношение начальных рабочих зазоров:

$$\lambda = \frac{h_{02}}{h_{01}} = 3 \sqrt{\frac{l_2 * Q_2 * b_1 * \varphi}{l_1 * Q_1 * b_2}} \quad (5-18)$$

Отношение эффективных площадей:

$$\varphi = \frac{A_{\text{eff}2}}{A_{\text{eff}1}} \quad (5-19)$$

На Рис. 5-26 уравнение (5-20) показано в виде кривой. Жесткость представленной системы определяется как:

$$k = \frac{dF}{dx} = 3 * \frac{F_0}{h_{01}} * \left( \frac{1}{\left(1 - \frac{x}{h_{01}}\right)^4} + \frac{1}{\lambda} \frac{1}{\left(1 + \frac{x}{\lambda h_{01}}\right)^4} \right) \quad (5-20)$$

Для исходного положения ( $F = 0, x = 0$ ) справедливо:

$$k_{x=0} = 3 * \frac{F_0}{h_{01}} * \left( 1 + \frac{1}{\lambda} \right) \quad (5-21)$$

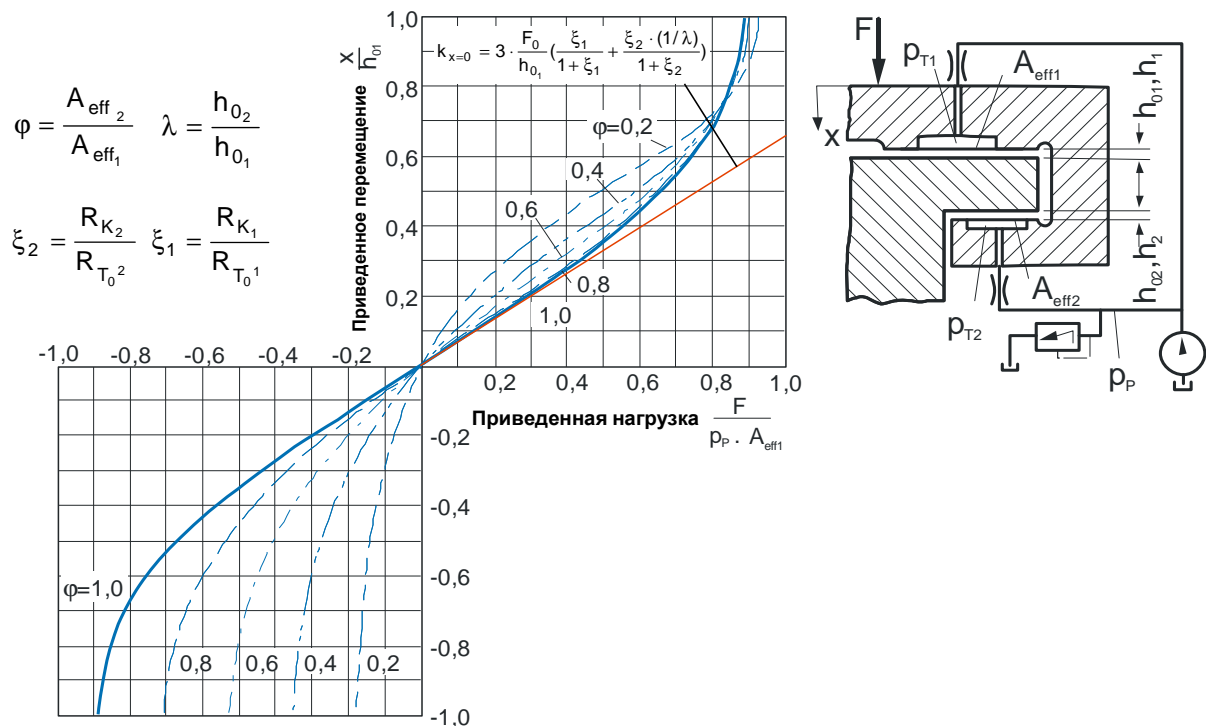


Рис. 5-27 Диаграмма жесткости замкнутой системы „один насос с капиллярами ( $p_P = \text{const.}$ )“

В замкнутой системе «один насос с капиллярами» ( $p_P = \text{const.}$ ) для одной пары несущих карманов справедливо выражение зависимости нагрузки и смещения:

$$\frac{F}{p_P \cdot A_{eff1}} = \frac{1}{1 + \xi_1 \cdot \left(1 - \frac{x}{h_{01}}\right)^3} - \frac{\varphi}{1 + \xi_2 \cdot \left(1 + \frac{x}{\lambda \cdot h_{01}}\right)^3} \quad (5-22)$$

На Рис. 5-27 показана зависимость, выражаемая уравнением (5-22) в графической форме. Разделив обе части уравнения (5-22) на  $F_0$ , получим:

$$\frac{F}{F_0} = \frac{1 + \xi_1}{1 + \xi_1 \cdot \left(1 - \frac{x}{h_{01}}\right)^3} - \frac{1 + \xi_2}{1 + \xi_2 \cdot \left(1 + \frac{x}{\lambda \cdot h_{01}}\right)^3} \quad (5-23)$$

Где:

Индекс 1: Карман 1 (несущая поверхность).

Индекс 2: Карман 2 (обхват).

Предварительный натяг (одинаков для несущей поверхности и обхвата)

$$F_0 = \frac{A_{eff1} \cdot p_P}{1 + \xi_1} = \frac{A_{eff2} \cdot p_P}{1 + \xi_2} \quad (5-24)$$

Отношение начальных рабочих зазоров:

$$\lambda = \frac{h_{02}}{h_{01}} \quad (5-25)$$

Отношение эффективных площадей:

$$\varphi = \frac{A_{eff2}}{A_{eff1}} \quad (5-26)$$

Отношение сопротивления капилляров и несущих карманов в исходном состоянии (дрессельное отношение).

$$\xi_1 = \frac{R_{K1}}{R_{T01}}; \xi_2 = \frac{R_{K2}}{R_{T02}} \quad (5-27)$$

Между значениями дрессельного отношения и отношения эффективных площадей существует функциональная зависимость:

$$\varphi = \frac{\xi_2 + 1}{\xi_1 + 1} \quad (5-28)$$

Жесткость системы имеет довольно сложное математическое описание. Здесь приведена жесткость системы в исходном состоянии ( $F = 0$ ,  $x = 0$ ).

$$k_{x=0} = \frac{dF}{dx} = 3 * \frac{F_0}{h_{01}} * \left( \frac{\xi_1}{1 + \xi_1} + \frac{\xi_2 * \frac{1}{\lambda}}{1 + \xi_2} \right) \quad (5-29)$$

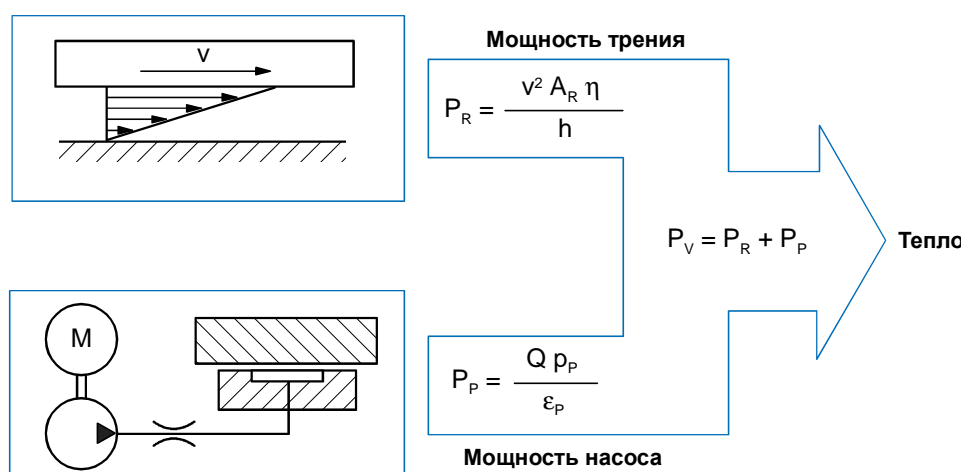
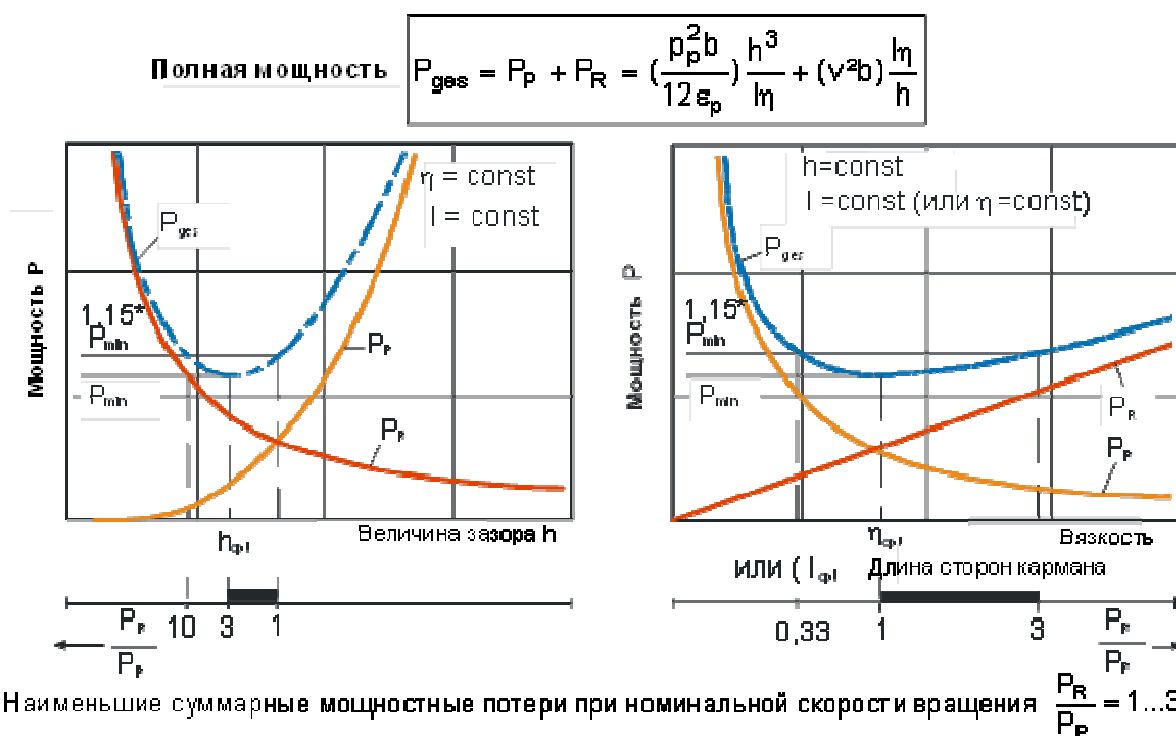


Рис. 5-28 Причины потери мощности в гидростатических опорах.

Потребляемая гидростатической системой энергия складывается из мощности силы трения и мощности насосного агрегата (Рис. 5-28). Суммарная мощность является мощностью потерь в подшипнике, которая полностью превращается в тепло. При расчете площади трения, площадью несущих карманов пренебрегают, поскольку глубина карманов гораздо больше, чем величина рабочего зазора, а величина сил трения незначительна. Требуемая мощность насоса определяется как произведение общего расхода и давления потока насоса, деленного на коэффициент полезного действия насоса.

Рис. 5-29 Оптимизация потерь в системе с  $Q = \text{const}$ .

Снижение суммарной мощности потерь уменьшает энергопотребление и нагрев подшипника. Суммарная мощность потерь  $P$  представлена на Рис. 5-29 как функция величины рабочего зазора  $h$ , вязкости масла  $\eta$ , и длины стенок кармана  $l$  для системы

„ $Q = \text{const.}$ “. Уравнение для  $P_{ges}$ , по которому определены графические зависимости, представлено в верхней части рисунка. Расход  $Q$  может быть определен с помощью закона Хаген-Пуазейля, площадь трения  $A_R$  определяется из геометрии карманов как площадь стенок карманов. Если параметры снабжающей системы и скорость скольжения  $v$  неизменны, то можно найти минимально возможную общую мощность потерь для заданной величины рабочего зазора и вязкости масла. На левой диаграмме кривая  $P_{ges}$  задается как сумма  $P_P$  и  $P_R$ . Оптимальная высота рабочего зазора находится в точке, где суммарные потери минимальны. Аналогично определяется оптимальная вязкость масла. Из опыта известно, что наименьшие потери мощности достигаются при соотношении потерь на трение и мощности насоса между 1 и 3.

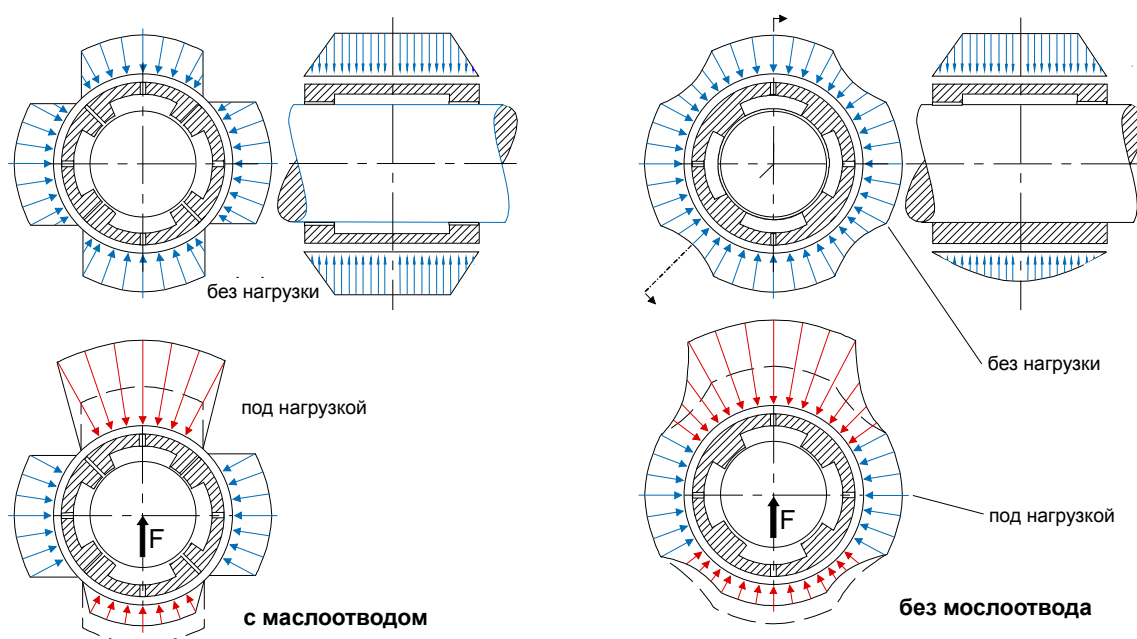


Рис. 5-30 Эпюры давления в радиальном подшипнике

На Рис. 5-30 показаны эпюры давления в продольных и поперечных сечениях нагруженных и ненагруженных гидростатических подшипников, а также подшипников с дренажными канавками. На рисунке видно, что давление в карманах, нагружаемых вертикально действующей силой, изменяется как в гидростатической направляющей с обхватом. Карманы, расположенные перпендикулярно к направлению действия силы, не подвержены изменению давления. Дренажные канавки, отделяющие друг от друга несущие карманы в осевом направлении, предназначены для перетекания масла из несущего кармана в дренажную (сливную) емкость. При этом масло удаляется из системы как в осевом, так и в радиальном направлениях. В зонах расположения дренажных канавок рабочее давление жидкости равно нулю. Конструкция подшипника без дренажных канавок позволяет перетекание масла только в осевом направлении. Давление в отдельном кармане не является независимой от давления в других карманах величиной. При высоких скоростях вращения вала важно, чтобы в подшипник не попал воздух, что происходит, когда скорость оттока из кармана ниже, чем противоположно направленная скорость притока из соседнего кармана. Данный эффект реже встречается в конструкциях без дренажных каналов, так как масло из одного кармана принудительно перемещается в соседний карман. Для подшипников с дренажными канавками важно, чтобы последние были заполнены маслом, или же масло должно подаваться к внешней стороне подшипника другим образом, чтобы предотвратить попадание воздуха. Сегодня более широкое применение в станкостроении находят конструкции без дренажных канавок.



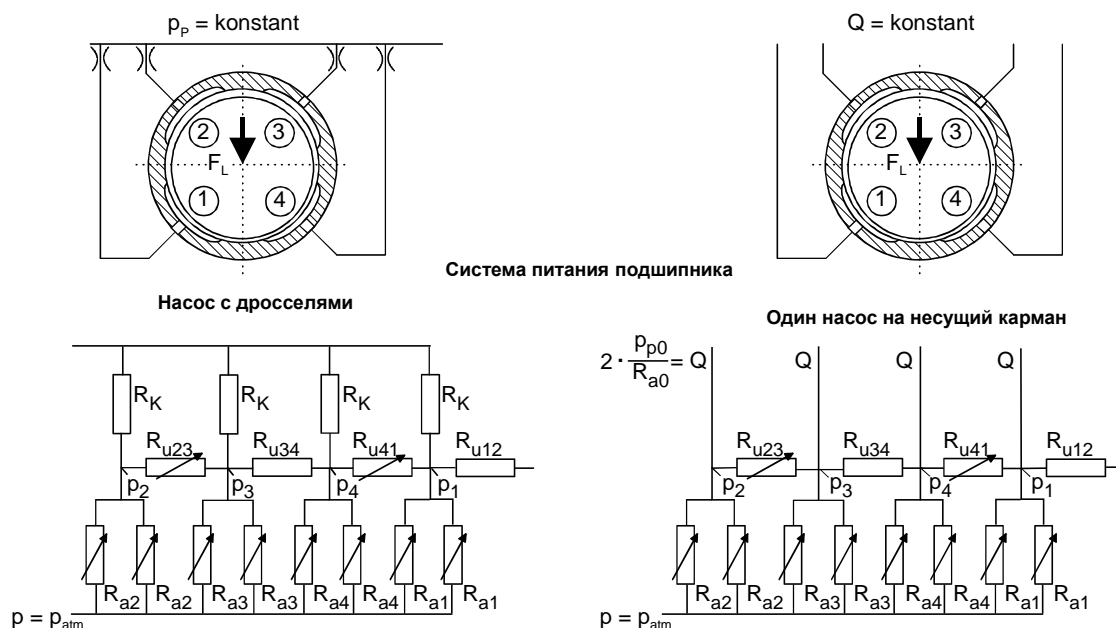


Рис. 5-31: Аналогичные электрические схемы для подшипников с четырьмя несущими карманами

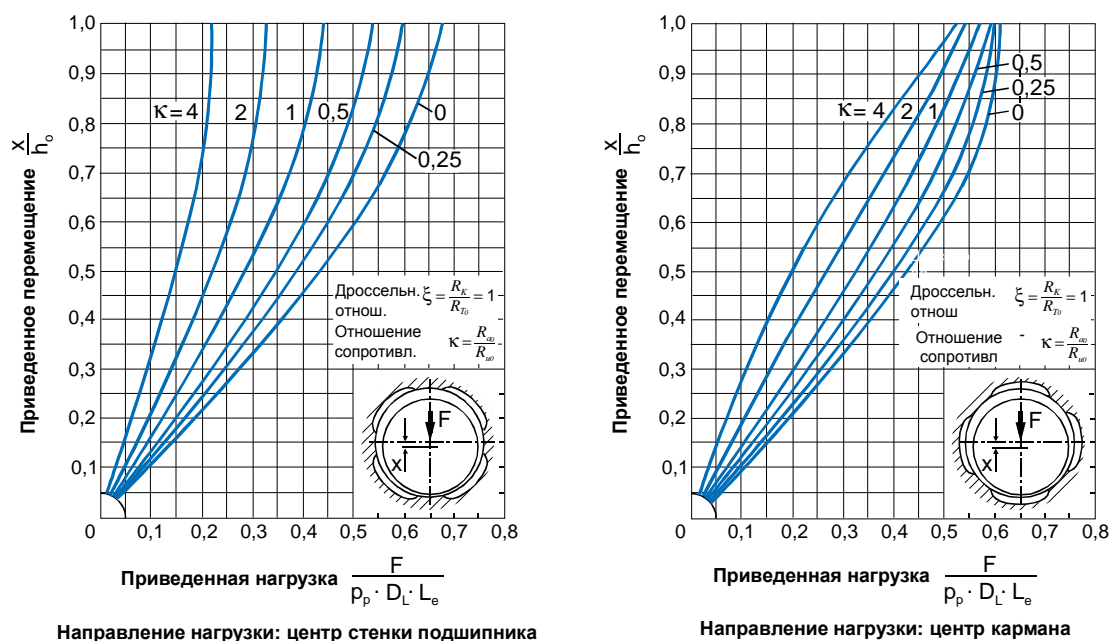
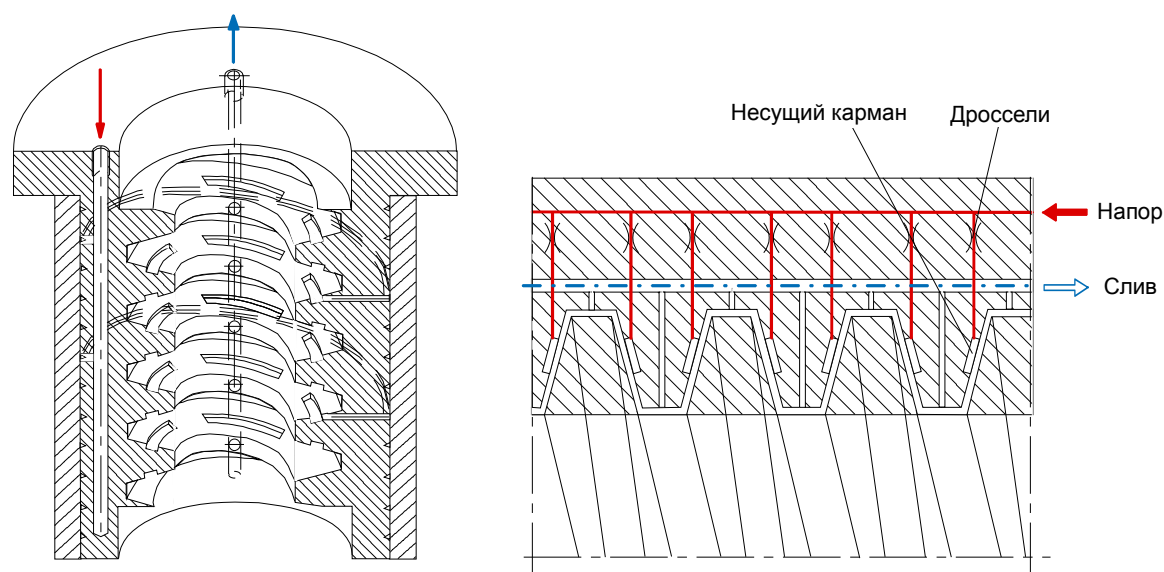


Рис. 5-32: Диаграмма жесткости подшипника с четырьмя несущими карманами. Питание через общий насос и дроссели

Процессы, протекающие в радиальных гидростатических подшипниках, значительно сложнее, чем в упорных. Для расчета гидростатических подшипников применяются замещающие схемы, аналогичные применяемым для расчета электрических систем (Рис. 5-31). При расчете подшипников важной характеристикой, кроме несущей способности, является жесткость подшипника. Кривые жесткости подшипников с различным количеством несущих карманов и разными системами снабжения подшипников рабочей жидкостью показаны на Рис. 5-32. Как видно на рисунке, поведение подшипников под нагрузкой зависит от направления действия силы – в направлении центра стенки или центра несущего кармана. Обе схемы нагружения могут рассчитываться с помощью замещающих электрических схем, как показано на Рис. 5-31.



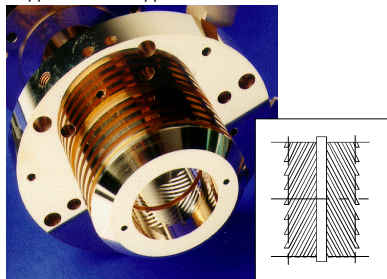
Quelle: (Schönfeld)

**Рис. 5-33: Принцип работы гидростатической ходовой гайки**

Передачи винт-гайка применяются для трансформации вращательного движения в поступательное. В станкостроении применяются различные конструктивные исполнения данных передач. Шариковинтовые пары применяются преимущественно в приводах подач, гидродинамические ходовые винты и гайки могут применяться для перемещения вспомогательных компонентов, а гидростатические ходовые винты и гайки применяются, в основном, в конструкции крупногабаритных станков (например, прошивочных). На Рис. 5-33 показан принцип работы гидростатической ходовой гайки. Главным преимуществом гидростатической ходовой гайки, по сравнению с шариковой гайкой, является более высокое демпфирование, а также отсутствие износа и люфта. Несущие карманы расположены на резьбовой поверхности гайки. Подвод рабочей жидкости к дросселирующим отверстиям осуществляется через капилляры, которые установлены в корпусе гайки. Дренажные пазы служат для отвода масла в дренажную емкость. Наличие большого числа несущих карманов (по четыре кармана с каждой стороны на каждый виток резьбы при общем числе витков от четырех до восьми) обуславливает экономическую целесообразность применения системы снабжения ходовой гайки рабочей жидкостью «один насос и капилляры». Рабочая жидкость подается через рабочий канал, проходящий в осевом направлении практически через всю длину ходовой гайки, к коротким радиальным отверстиям, соединяющим осевой канал с проточенными капиллярными пазами на внешней поверхности гайки. Эти пазы имеют винтовую форму с ходом, равным ходу резьбы ходовой гайки и проходят над центрами боковых сторон профиля резьбы. В сборке со втулкой, напрессованной на ходовую гайку, спиральные пазы выполняют функцию капилляров, которые в дальнейшем будут обозначаться как капиллярные пазы. Из капиллярных пазов через соединительные отверстия масло перетекает в несущие карманы. Поскольку на боковой поверхности витков резьбы изготовлено четыре кармана, в гайке предусмотрено четыре осевых маслоподводящих канала. В капиллярный канал между соединительными отверстиями, через которые масло подводится к несущим карманам, устанавливаются заглушки, позволяющие реализовать независимое снабжение рабочей жидкостью каждого несущего кармана через собственный капилляр. Поверхности скольжения ходовой гайки изготовлены из синтетического материала, который в пластичном состоянии заливается в гайку с установленным ходовым винтом. Для этого гайка выполняется с достаточным зазором. Для формовки несущих карманов на боковые поверхности витков резьбы наклеиваются специальные шаблоны.

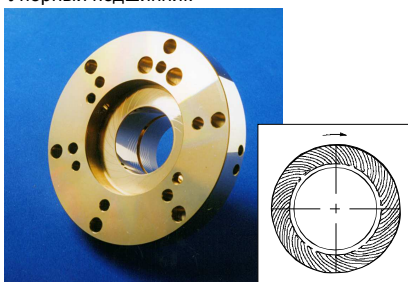
- 1 Введение**
- 2 Гидродинамические подшипники и направляющие скольжения**
- 3 Гидростатические подшипники и направляющие скольжения**
- 4 Аэростатические подшипники скольжения**
- 5 Электромагнитные подшипники**
- 6 Заключение**

Радиальный подшипник

Преимущества:

- Низкое трение
- Отсутствие залипания
- Отсутствие износа
- Малый нагрев
- Высокая повторяемость позиционирования
- Бесшумность
- Химическая стабильность рабочей среды
- Отсутствие загрязнения окружающей среды

Упорный подшипник

Недостатки:

- Большие размеры конструктивных элементов
- Возможность возникновения неустойчивости пневматической системы
- Высокая восприимчивость к падению давления в системе
- Технологически сложное изготовление
- Необходимость компрессора, фильтров и т. п.

**Рис. 5-34: Аэростатические подшипники**

Аэростатические подшипники работают по тому же принципу, что и гидростатические, с тем отличием, что в гидростатических рабочей средой является жидкость (обычно масло), а в аэростатических – газ, как правило, воздух (Рис. 5-34). Отсюда название «аэростатический» или «воздушный» подшипник. Вязкость воздуха в 200-3000 раз меньше вязкости масла. Малая вязкость рабочей жидкости предполагает наличие сверхмалых рабочих зазоров для достижения высокой несущей способности и жесткости. Благодаря низким усилиям сдвига, потери на трение в аэростатических подшипниках даже на высоких скоростях остаются сравнительно небольшими. Воздух имеет низкую теплопроводность и высокую теплоемкость, что затрудняет отвод производимого силой трения тепла и ведет к нагреву всего подшипника. Поэтому в подшипниках для высокоскоростных шпинделей необходимо конструктивно предусмотреть системы охлаждения. Сжимаемость воздуха ограничивает величину давления в снабжающей пневматической системе сверху, так как иначе необходимые меры безопасности потребуют сложных и дорогостоящих технических решений, а также снизу – при низком давлении система неустойчива. Поэтому аэростатические подшипники эксплуатируются при давлении в системе снабжения от 4 до  $10 \times 10^5$  Па. Небольшие по сравнению с гидростатическими, в которых давление достигает от 5 до 10 МПа, допустимые величины давления накладывают ограничения на несущую способность и жесткость воздушных подшипников. Для компенсации этих недостатков в аэростатических подшипниках применяются значительно большие, чем в гидростатических подшипниках, площади несущих карманов.

Аэростатические направляющие применяются преимущественно в измерительных машинах, прецизионных и ультрапрецизионных станках. Аэростатические опоры шпинделей применяются в конструкции высокоточных станков, а также станков с высокоскоростными сверлильными и шлифовальными шпинделями.

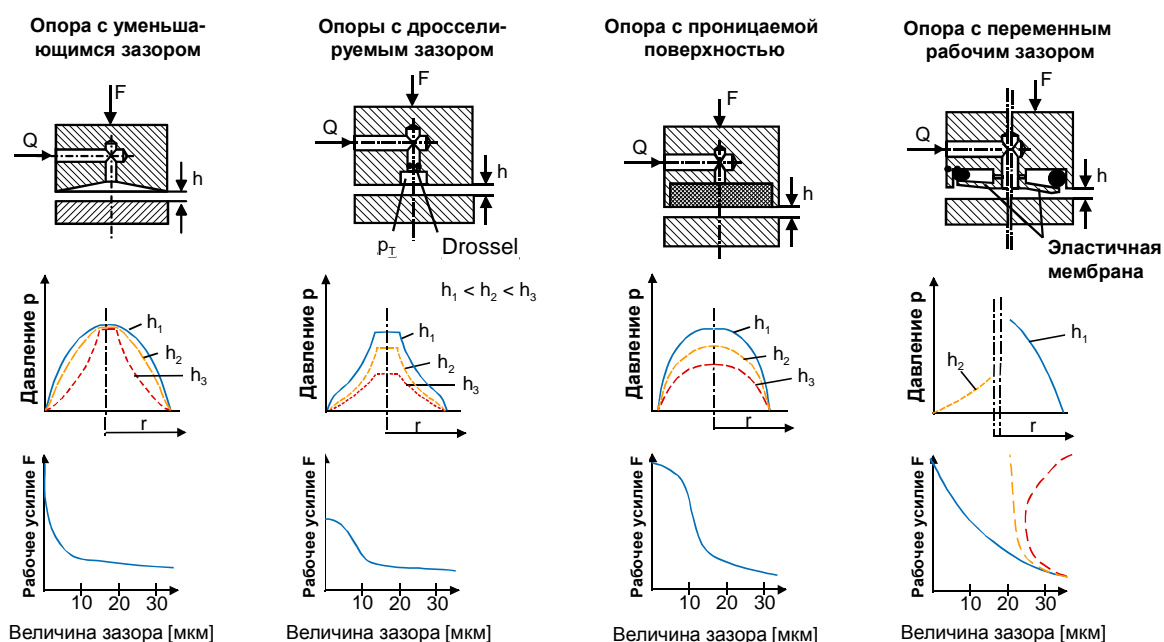


Рис. 5-35: Эпюры давления аэростатических опор различных конструкций

На Рис. 5-35 показаны кривые зависимости смещения вала в аэростатических подшипниках различных типов под действием рабочего усилия.

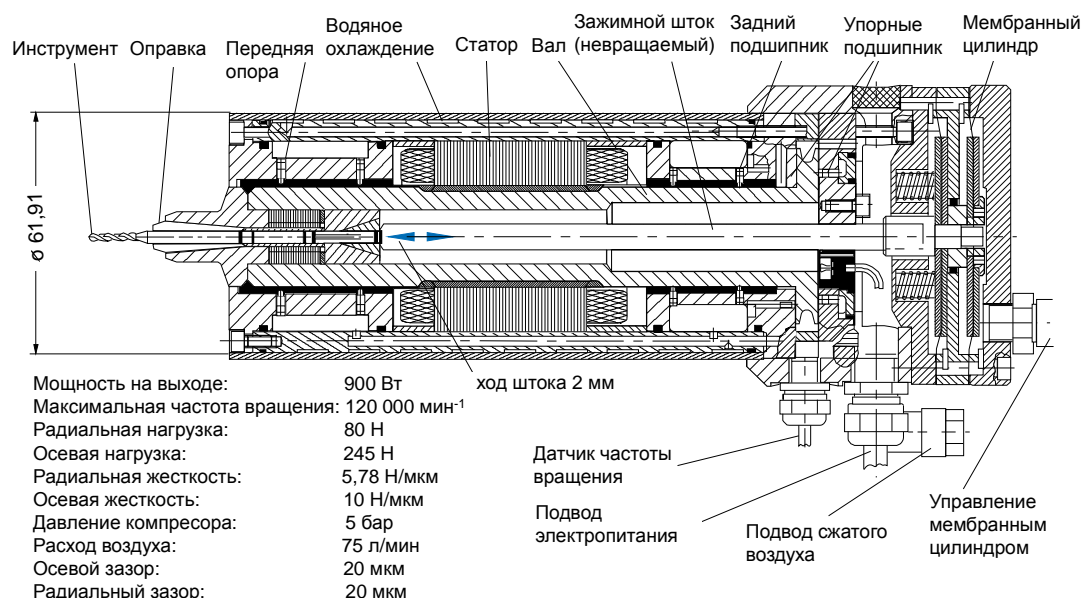
Опоры с уменьшающимся зазором обнаруживают высокую несущую способность, которая, однако, резко уменьшается при увеличении последнего. Жесткость подшипника создается геометрической формой профиля наружного кольца и сильно зависит от величины рабочего зазора. Данный тип подшипников показывает высокую жесткость при малой величине рабочего зазора, составляющей около 10 мкм. При больших значениях зазора жесткость системы резко снижается. Значительное колебание жесткости данных систем является серьезным недостатком, затрудняющим их применение в станкостроении.

Аэростатический подшипник с дроссельными каналами работает по такому же принципу как и гидростатический подшипник с системой снабжения рабочей жидкостью с применением капилляров. Размер несущего кармана воздушного подшипника значительно меньше гидростатического. Вид эпюры давления по площади несущего кармана и стенок кармана, а также большой периметр стенок кармана обуславливают значительно меньшую, чем у гидростатического кармана, несущую способность. Жесткость подшипника определяется рабочим давлением в несущем кармане, которое, в свою очередь, зависит от величины рабочего зазора, но остается достаточно высоким и почти постоянным при небольших колебаниях величины рабочего зазора. Изготовление таких аэростатических опор является стандартной технологической задачей, благодаря чему такие конструкции довольно часто применяются в машинах и механизмах.

Аэростатический подшипник с проницаемой рабочей поверхностью из спеченного порошкового материала отличается высокой несущей способностью и жесткостью. Газопроницаемость спеченной заготовки из порошкового материала подвержена значительным колебаниям, что требует комплексных дорогостоящих мер по поддержанию требуемого уровня качества. Одним из способов достижения требуемой проницаемости спеченных заготовок является применение заливочного компаунда. С его помощью заполняются малые поры спеченной заготовки, что изменяет характеристики подшипника. Изготовленные таким способом аэростатические опоры имеют довольно высокую жесткость благодаря большой рабочей поверхности.

Тип подшипников с переменным рабочим зазором позволяет компенсировать смещения вследствие действия внешних сил, за счет чего при корректном расчете и проектировании подшипника достигается неограниченно большая жесткость системы. Принцип работы таких подшипников заключается в дросселировании давления

поступающего воздуха через впускное сопло. Поток воздуха, прошедший через сопло, создает давление в камере и изменяет форму упругой мембраны. При увеличении действующей силы рабочий зазор уменьшается, расход потока воздуха падает и давление в камере растет. Вследствие действия большего давления на мембрану она прогибается, увеличивая конусность рабочего зазора и реактивную силу в подшипнике, благодаря чему рабочий зазор остается практически неизменным. Изменение внешней нагрузки на подшипник не вызывает изменения рабочего зазора, т.е. жесткость подшипника является бесконечно высокой, но только в определенном диапазоне и при низкой частоте колебаний нагрузок. Установленный механизм саморегулирования может привести к ухудшению рабочих характеристик при действии динамических нагрузок определенной частоты.

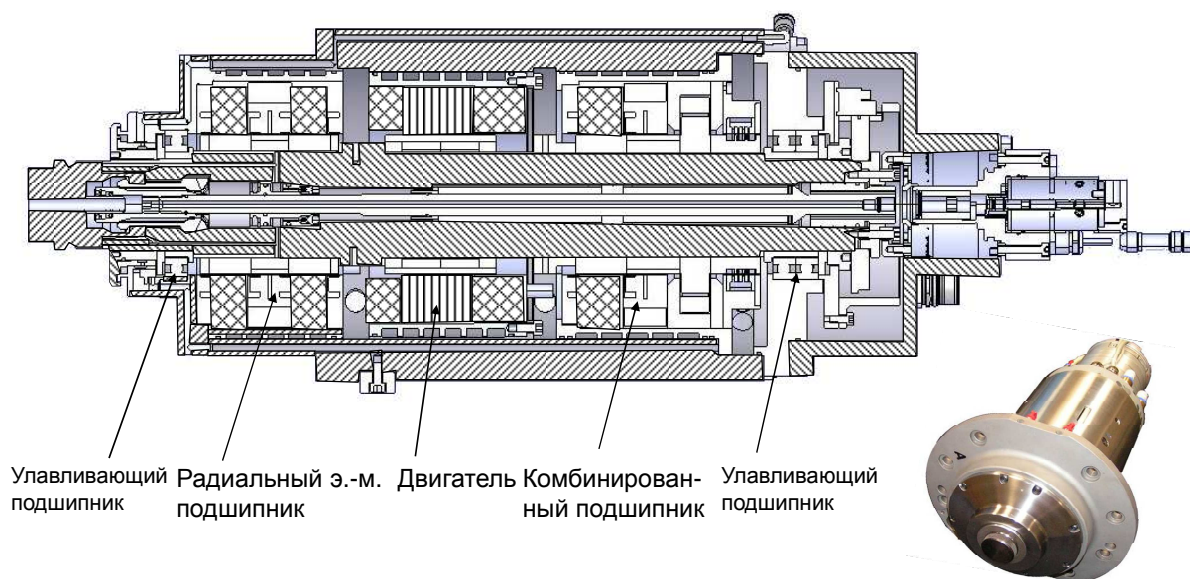


**Рис. 5-36: Высокоскоростной шпиндель с аэростатическими опорами**

На Рис. 5-36 показан высокооборотный шпиндель с допустимой частотой вращения до 120.000 мин<sup>-1</sup> в аэростатических опорах, применяемый для сверлильных, фрезерных и шлифовальных операций при производстве печатных плат и в точном приборостроении. Низкий уровень вибраций, а также малый вылет инструмента позволяет производить высокоточную обработку. Для охлаждения двигателя и подшипников в конструкции шпинделя предусмотрено водяное охлаждение. В качестве осевых и радиальных опор применены аэростатические подшипники с дроссельными каналами. Специальное синтетическое покрытие нанесено на рабочие поверхности подшипника для защиты последних в случае аварийной ситуации. Рабочий зазор в радиальных и осевых подшипниках составляет 20 мкм. Шпиндель приводится во вращение двигателем переменного тока высокой частоты. Обмотка возбуждения ротора располагается на валу шпинделя. Шпиндель оснащен цанговым зажимом с пневматическим силовым приводом для автоматической смены инструмента.

- 1 Введение
- 2 Гидродинамические подшипники и направляющие скольжения
- 3 Гидростатические подшипники и направляющие скольжения
- 4 Аэростатические подшипники скольжения
- 5 Электромагнитные подшипники
- 6 Заключение





**Рис. 5-37: Главный шпиндель станка с электромагнитными опорами (Источник: LEViTEC GmbH)**

На Рис. 5-37 показан высокоскоростной шпиндель с электромагнитными подшипниками. В конструкции шпинделя применены два радиальных и один упорный электромагнитный подшипник. Привод шпинделя осуществляется с помощью высокочастотного электродвигателя, интегрированного в шпиндельный узел. Максимальная частота вращения шпинделя составляет  $40.000 \text{ мин}^{-1}$ . Максимальная мощность привода составляет 40 кВт. Воздушный зазор между ротором и статором составляет 0,5 мм, благодаря чему потери на трение минимальны. Потребляемая электромагнитными опорами мощность составляет от 1 до 3 кВт. Активное управление подшипниками позволяет добиться высокой жесткости и демпфирования шпиндельного узла, ограниченного только динамикой контура регулирования. Электромагнитные опоры с высокочувствительным регулирующим контуром способны коррегировать дисбаланс шпинделя на высоких скоростях.

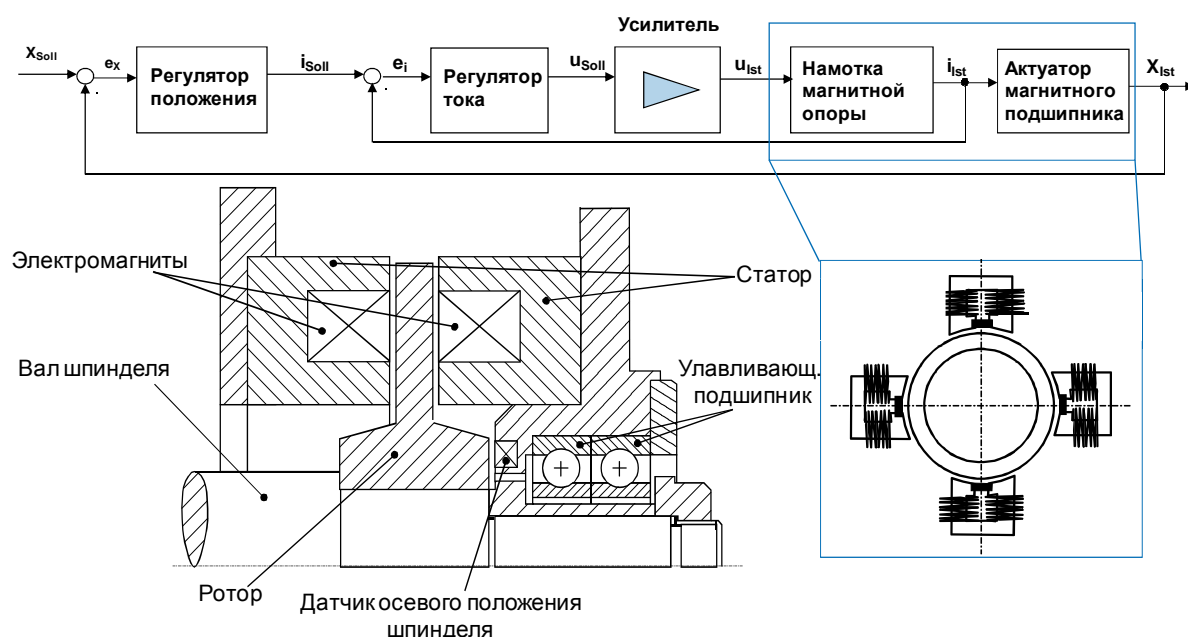


Рис. 5-38 Автоматизированное управление магнитной опоры (Источник: LEViTEC GmbH)

Электромагнитные подшипники пригодны для эксплуатации в области очень высоких скоростей вращения, так как, благодаря относительно большому воздушному зазору, практически не подвержены действию трения. В особенности в станках для высокоскоростного резания, в специальных случаях, целесообразно применение шпинделей с электромагнитными опорами. Активные электромагнитные опоры, применяющиеся в шпиндельных узлах, состоят из следующих двух частей:

































- подшипниковые опоры
- электронная система автоматического управления.

В конструкции шпинделя применяются независимые осевые и радиальные опоры. Принцип работы показан на Рис. 5-38. Радиальный подшипник состоит из ротора и статора. Ротор изготовлен из листов электротехнической стали. Каждый из противоположащих статоров притягивает к себе ротор, который «парит» в магнитном поле. Положение ротора относительно магнитов определяется с помощью индукционных датчиков или датчиков Холла. Отклонения шпинделя от осевого положения компенсируются изменением силы тока в соответствующих магнитах.

Схема работы осевого подшипника основана на том же принципе. Ротор состоит из якорного диска, который удерживается в заданном положении с помощью электромагнитов. Датчик осевого положения располагается близко к зоне обработки, что позволяет контролировать величину ответственного за точность обработки осевого смещения вала шпинделя.

Кроме электромагнитных подшипников, в корпусе шпинделя дополнительно установлены улавливающие механические подшипники, предохраняющие шпиндельный узел от разрушения в случае отказа или перегрузки электромагнитных опор или отключения электричества. В качестве улавливающих подшипников обычно применяются подшипники качения, которые в нормальном состоянии не имеют контакта с валом шпинделя и не вращаются. Зазор между валом и внутренним кольцом улавливающего подшипника равен половине воздушного зазора в электромагнитном подшипнике, что предотвращает контакт ротора с магнитами статора.

- 1 Введение
- 2 Гидродинамические подшипники и направляющие скольжения
- 3 Гидростатические подшипники и направляющие скольжения
- 4 Аэростатические подшипники скольжения
- 5 Электромагнитные подшипники
- 6 Заключение

	Гидродин. опоры	Гидростат. опоры	Аэрост. опоры	Эл.-маг. опоры	
Высокий скоростной показатель $n \cdot dm$					 Полностью соответствует
Высокая долговечность		 1)	 1)	 1)	 Соответствует
Высокая точность хода					 Частично соответствует
Высокое демпфирование					 Не соответствует
Высокая жесткость					1) Долговечность не ограничена при безаварийной работе
Простота смазки				 2)	2) Сложное управление магнитными силами
Низкое трение					
Низкая себестоимость	